



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIONES

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DESARROLLO DE GUIONES DE PRÁCTICAS PARA LAS
ASIGNATURAS DEL ÁREA DE MECÁNICA DE FLUIDOS.
PARTE III

MEMORIA

Alumno:

Tutores:

Ibai Tapia Garde
Javier León Iriarte
Justo García Ortega

Pamplona, noviembre de 2013









ÍNDICE

1. PLANTEAMIENTO Y OBJETIVOS DEL PROYECTO FIN DE CARRERA	6
2. ADAPTACIÓN A BOLONIA	8
2.1. ¿Qué es Bolonia?	8
2.2. Adaptación del EEES en la UPNA en las carreras de la ETSIT	11
2.2.1. Grado en Ingeniería Mecánica	11
2.2.2. Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales	14
2.2.3. Grado en Ingeniería Eléctrica y Electrónica	15
3. INTRODUCCIÓN	17
3.1. Historia de la UPNA	17
3.2. Laboratorio del área de Mecánica de Fluidos	21
3.2.1. Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas	21
3.2.2. Laboratorio de Mecánica de Fluidos	21
3.3. Equipos utilizados en la realización de los guiones	22
4. METODOLOGÍA DOCENTE DE LOS GUIONES	28
5. GUIONES DE PRÁCTICAS	30
5.1. ESTRANGULAMIENTO EN TOBERAS	31
5.1.1. Práctica 1: ESTRANGULAMIENTO EN TOBERAS (PROFESOR)	42
5.2. DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UN <i>ARIETE HIDRÁULICO</i>	67
5.2.1. Práctica 2: DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO <i>DE UN ARIETE HIDRÁULICO</i> (PROFESOR)	83
5.3. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA <i>TURBINA CROSS FLOW</i>	131
5.3.1. Práctica 3: ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA <i>TURBINA CROSS FLOW</i> (PROFESOR)	148
6. CONCLUSIONES Y COMENTARIOS	185
7. BIBLIOGRAFÍA	187

1. PLANTEAMIENTO Y OBJETIVOS DEL PROYECTO FIN DE CARRERA

El presente Proyecto Fin de Carrera se ubica dentro de la rama de Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas y se caracteriza principalmente por la realización de ensayos en el laboratorio. Tiene como objetivo la realización de una serie de guiones de prácticas relacionadas con el área de Mecánica de Fluidos del Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales de la Universidad Pública de Navarra. Dichos guiones de prácticas tienen prevista su utilización en los nuevos Grados en Ingeniería Mecánica y en Tecnologías Industriales, en las asignaturas Ingeniería de Fluidos, Máquinas y Sistemas Fluidomecánicos, Máquinas fluidomecánicas y Máquinas térmicas y de fluidos.

En la actualidad existen una serie de guiones de prácticas que se llevan empleando desde hace ya varios años. Por ello, en el presente Proyecto Fin de Carrera se desarrollarán una serie de nuevos guiones de prácticas que complementen a los ya existentes, ampliando así el número de máquinas disponibles para prácticas.

Por tanto, este proyecto busca realizar unos guiones que compartan una misma estructura, que mantengan el rigor teórico, matemático y lingüístico propio de las ingenierías, y a su vez que sean claros y sencillos de comprender por parte del alumno. Además, con estos guiones se pretenden reforzar los conocimientos aprendidos en clase, incluyendo fundamentos teóricos que ayuden a una mejor comprensión de las prácticas y faciliten su realización tanto en los laboratorios como fuera de ellos. Continuando con esta idea se van a incluir fotografías actuales de los equipos y esquemas, todo ello dirigido a una motivación adicional para el alumno, una presentación estética y moderna, y una visualización general del desarrollo de la práctica. Además de esto se explicará con todo detalle el funcionamiento de los equipos utilizados en las prácticas.

El esfuerzo realizado por antiguos alumnos que desarrollaron algunos de los equipos de los laboratorios del área de mecánica de fluidos, que hasta ahora no habían sido usados, servirá para la creación de nuevos guiones inéditos, quedando en consonancia con el objetivo del plan del Espacio Europeo de Educación Superior (EEES) de aumentar el número de horas de enseñanza práctica.

Los guiones que se van a realizar tratarán de estudiar algunos de los dispositivos más relevantes de la mecánica de la fluidos, como las turbinas Turgo y Cross Flow, el ariete hidráulico y fenómenos como el estrangulamiento en toberas la distribución de presiones en toberas, referidas al tema de flujo compresible que actualmente no se estudia en algunas asignaturas de fluidomecánica. En su desarrollo, cada práctica será realizada en el laboratorio correspondiente. Se tomarán los datos obtenidos y con ellos se desarrollará una copia de cada guión en la que se incluirán los resultados pedidos al



alumno. Estos guiones completos servirán de guía al profesor a la hora de realizar las prácticas y de corregir los guiones entregados por los alumnos.

Para la realización de estos guiones del profesor se tomarán los datos necesarios para que los resultados sean fiables y concluyentes, aunque posteriormente se ajustará el número de datos pedidos a los alumnos para que el resultado de la práctica sea correcto y la duración de la misma sea adecuada (entre una y dos horas). Al realizar este proyecto se tendrá presente que formará parte en el aprendizaje de los futuros graduados, por lo que su desarrollo se hará de acuerdo a su importancia.



2. ADAPTACIÓN A BOLONIA

2.1. ¿QUÉ ES BOLONIA?

Se llama así, popularmente, al nuevo sistema de educación superior pecu de Europa. El 19 de junio de 1999, 30 estados europeos suscribieron la Declaración de Bolonia, instando la creación de un Espacio Europeo de Educación Superior (EEES), que es el nombre propio del sistema universitario al que se acogen todas las universidades de Europa con reconocimiento oficial.

El Espacio Europeo de Educación Superior consiste en un marco común de los países europeos que fomenta la convergencia en materia de educación, la empleabilidad y movilidad dentro de Europa y la atracción de estudiantes, profesores e investigadores de otras partes del mundo.

El EEES tiene 6 objetivos principales para llevar a cabo su finalidad:

1. El reconocimiento entre países de cualificaciones.

Se adopta un sistema común fácilmente legible y comparable de titulaciones, mediante la implantación, entre otros procedimientos, de un Suplemento al Diploma o Suplemento Europeo al Título.

2. Estructura común de las titulaciones.

Se establece un sistema de dos ciclos principales: grado y posgrado, que se estructuran en 3 niveles de estudio:

-Grado – Educación superior básica, orientada al aprendizaje de competencias básicas para el ejercicio de una profesión.

-Máster – Educación superior de posgrado, orientada al aprendizaje de competencias específicas para el ejercicio de una profesión y/o competencias para la investigación.

-Doctorado – Educación superior de posgrado orientada a la investigación.

3. Sistema común de créditos

Se establece el ECTS (European Credit Transfer System) o Sistema Europeo de Transferencia de Créditos por el que los créditos obtenidos por estudiar en una universidad de un país de Europa son reconocidos inmediatamente y sin procedimiento como créditos en cualquier otra universidad de Europa. Los créditos europeos o pertenecientes al ECTS son comúnmente llamados ‘ECTS’ o ‘créditos ECTS’.

4. Programas de movilidad.

Los programas de movilidad se agilizan y el establecimiento de estándares comunes para todos los países dentro del EEES facilita inmediatamente el libre intercambio entre alumnos, profesores, investigadores y personal entre todas las universidades y otros centros de educación superior y de investigación.



5. Garantía de calidad.

Los países del EEES se comprometen con unos niveles comunes de calidad que se reflejan en unos criterios y metodologías comparables. Especialmente relevantes de cara al estudiante son las siguientes directrices:

- Las instituciones de educación superior deben tener establecidos y publicados su política y procedimientos para la mejora continua de la calidad de sus programas y títulos.
- Se establecen procedimientos para la aprobación, revisión y control de los programas y títulos.
- Se hacen consistentes los criterios de evaluación de los alumnos.
- Se establecen procedimientos de evaluación y mejora continua del profesorado.
- Se establecen procedimientos para adecuar los recursos disponibles para el aprendizaje a los programas impartidos.

6. Aprendizaje permanente.

Las instituciones del EEES podrán proveer -debido a todo lo anterior- de oportunidades de educación profesional continua, facilitando asimismo acceso a estudios superiores a estudiantes que requieran programas más flexibles fuera de la estructura más formal.

Pero especialmente relevante para el alumno es un aspecto que le afecta en su día a día:

- Las instituciones de educación superior podrán validar y reconocer una gran parte de aprendizaje que por su naturaleza es menos formal y aprendizaje obtenido en la experiencia profesional.

¿Cómo se lleva a cabo?

Aparte de implementar gran parte de lo descrito arriba, la acción fundamental dentro del EEES es el lanzamiento de nuevos planes de estudio. Ésta es la parte más visible y que repercute directamente en el alumno.

Lo fundamental con respecto a la implantación de los nuevos planes de estudio -que siguen la estructura de titulaciones arriba expuesta- es la siguiente:

1. En España todas las universidades deben convocar las nuevas titulaciones en 2010.
2. La característica principal de las nuevas titulaciones va más allá de la estructura de títulos y el sistema de créditos: están centradas en el aprendizaje. Esta es una de las grandes innovaciones del EEES. Los planes de estudio, los programas que siguen cada una de las titulaciones, giran en torno a la adquisición de competencias por parte del alumno en lugar de girar en torno a la impartición de contenidos.
3. ¿Qué es una competencia?

Una competencia es una capacidad: la disposición que tiene el alumno para hacer un tipo de actividad profesional o académica de modo adecuado, incluyendo la aplicabilidad de los conocimientos y el manejo de habilidades y aspectos de actitud, responsabilidad, autonomía y valores profesionales.

4. ¿Qué competencias?

En el diseño de los nuevos planes de estudio las instituciones universitarias del EEES -con ayuda en cada caso de instituciones como las agencias de acreditación y otros organismos que velan por la educación superior en cada país- han tenido que identificar las competencias relevantes para cada titulación en función de los requisitos de suficiencia mínimos para ejercer en un ámbito profesional o académico.

Es importante señalar que una competencia no debe comprenderse como ‘habilidad práctica’ -lo que lleva en ocasiones a no entender bien Bolonia- porque una competencia puede tener una dimensión puramente conceptual. Los contenidos no son irrelevantes en Bolonia, lo que se exige es que el estudiante sepa y aprenda su aplicabilidad.

5. Los planes de estudio deben estar orientados a los resultados de aprendizaje y deben contener las siguientes materias (especificamos lo necesario para los planes de estudio de grado):

- Formación básica de la rama de conocimiento
- Materias obligatorias
- Materias optativas
- Prácticas externas
- Trabajo de Fin de Grado (entre 6 y 30 créditos ECTS)
- Otras actividades formativas (Seminarios, Trabajos dirigidos, etc.)

6. Esto se refleja en los créditos ECTS que recibe el alumno:

-Cada plan de estudios distribuye los ECTS por las materias arriba especificadas, o sea se especifica la previsión de la carga de trabajo que le supone al alumno.

-La carga total de trabajo del alumno es el número total de horas de trabajo que dedica a las tareas que se le encomiendan para el logro de los objetivos del plan de estudios.

-Un crédito ECTS equivale a 25-30 horas de trabajo del alumno.

-La atribución de créditos por curso académico establecida para un alumno a tiempo completo en la Universidad es de 60 ECTS, lo que equivale aproximadamente a unas 40 horas semanales de trabajo y a unas 1.400-1.600 horas por curso académico con la duración prevista (36-40 semanas).

¿Qué ventajas proporciona al estudiante?

Hay cuatro grandes ventajas fundamentales:



1. Reconocimiento en todo el EEES de la totalidad de ECTS cursados por el alumno. A esto se suman las ventajas obvias de movilidad, empleabilidad y facilidad para transmitir a la sociedad todo aquello que constituye la propia formación y la competencia profesional y académica.
2. Educación actualizada, basada en la adquisición de competencia profesional y académica, con mayores oportunidades de incorporarse antes al ejercicio profesional.
3. Una educación más amplia que contempla aspectos actitudinales y del propio desarrollo profesional, devolviendo así el concepto de educación superior a sus orígenes de formación integral.
4. Mayor flexibilidad en la propia confección del curriculum académico y profesional, de acuerdo con el perfil del alumno.

Resumiéndolo con adjetivos podemos decir que la enseñanza universitaria ahora es más:

- **Internacional**
- **Práctica**
- **Amplia**
- **Flexible**

2.2. ADAPTACIÓN DEL EEES EN LA UPNA EN LAS CARRERAS DE LA ETSIIT

En este apartado se va explicar la estructuración de los nuevos Grados que están sustituyendo a las antiguas carreras relacionadas con la Ingeniería Industrial (Ingeniería Técnica Industrial, especialidad Mecánica (ITI-M), Ingeniería Técnica Industrial, especialidad Electricidad (ITI-E), e Ingeniería Industrial (II), con sus tres intensificaciones de Mecánica, Organización de Empresa y Automática y Electrónica Industrial.), y su relación con las asignaturas del Área de Mecánica de Fluidos.

2.2.1. GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Este Grado recoge la especialización que antiguamente había en la Ingeniería Técnica Industrial Mecánica, actualizando sus contenidos acorde al actual contexto industrial. Su plan de estudios está estructurado en cuatro años, de modo que en el primer curso se adquieren las competencias de formación básica en ingeniería. Así, este curso es común tanto con el Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales como con el Grado en Ingeniería Eléctrica y Electrónica. A partir de este curso, el Grado se va especializando en Mecánica, con materias sobre temáticas de Ingeniería Térmica y de fluidos, cálculo y diseño de máquinas y mecanismos, resistencia de materiales y estructuras, fabricación y materiales.



En cuarto curso el alumno podrá elegir asignaturas en dos módulos de optatividad, uno de ellos que profundiza en contenidos específicos mecánicos y el otro sobre la organización industrial, con la opción de realizar prácticas en empresas.

El grado concluye con el desarrollo y defensa de un trabajo fin de grado.

Con el presente Grado se adquieren las atribuciones profesionales reguladas para la profesión de Ingeniero Técnico Industrial, especialidad Mecánica.

El Grado en Ingeniería Mecánica consta de 240 ECTS de los cuales 12 están relacionados con el Área de Mecánica de Fluidos. Las asignaturas son “Ingeniería de Fluidos” de 6 ECTS impartida en el tercer semestre de la titulación, y “Máquinas y Sistemas Fluidomecánicos” también de 6 ECTS del quinto semestre.

A continuación se va a desglosar el temario de las dos asignaturas con su correspondiente guión de prácticas que lo complementa.

Así, en la asignatura de “Ingeniería de Fluidos” queda de la siguiente forma:

Prácticas	Temario
Práctica 1: Determinación del centro de presiones	Hidrostática. Fuerzas sobre paredes sumergidas.
Práctica 2: Determinación de la posición metacéntrica en un objeto flotante.	Flotación y estabilidad.
Práctica 3: Estudio y calibrado de un Venturi	Aplicación de las ecuaciones fundamentales de un flujo.
Práctica 4: Pérdidas primarias en tuberías.	Aplicación de las ecuaciones fundamentales de un flujo y resistencia de superficie en conducciones.
Práctica 5: Pérdida de carga en una válvula de mariposa.	Aplicación de las ecuaciones fundamentales de un flujo y resistencia de forma en tuberías.
Práctica 6: Pérdida de carga en una válvula de diafragma.	Aplicación de las ecuaciones fundamentales de un flujo y resistencia de forma en tuberías.
Práctica 7: Pérdida de carga en una válvula de mariposa.	Aplicación de las ecuaciones fundamentales de un flujo y resistencia de forma en tuberías.
Práctica 8: Pérdida de carga en un codo.	Aplicación de las ecuaciones fundamentales de un flujo y resistencia de forma en tuberías.
Práctica 9: Calibración de un manómetro	Medida de presiones.

Actualmente se realizan estas 9 prácticas, pero una parte muy importante de este PFC se ha basado en aumentar el número de guiones, siendo 2 nuevas prácticas las que se podrían añadir a las anteriores. Ambas dos tratan sobre el flujo compresible.

Práctica 10: Estrangulamiento en toberas.	Flujo compresible en toberas.
Práctica 11: Distribución de presiones en toberas.	Flujo compresible en toberas.



En la asignatura de “Máquinas y Sistemas Fluidomecánicos” del quinto semestre sería así:

Prácticas	Temario
Práctica 1: Desmontaje y montaje de una bomba centrífuga	Bomba centrífuga de una etapa, con cierre mecánico o con cierre de estopa. Dónde se producen los 3 caudales que contribuyen al rendimiento volumétrico.
Práctica 2: Curvas características de una bomba centrífuga	Curvas características de una bomba: H-Q, P-Q, η -Q y NPSH-Q.
Práctica 3: Leyes de semejanza en una bomba centrífuga	Aplicación de las leyes de semejanza en turbomáquinas.
Práctica 4: Cavitación en una bomba centrífuga	Altura de aspiración. Cavitación en bombas.
Práctica 5: Estudio experimental de una turbina Pelton	Turbinas de acción.
Práctica 6: Estudio experimental de una turbina Kaplan	Turbinas de reacción.
Práctica 7: Estudio experimental de una turbina Francis	Turbinas de reacción.
Práctica 8: Estudio experimental del golpe de Ariete	Transitorio hidráulico.

Éstas son las prácticas que actualmente se vienen realizando, pero, al igual que en el caso anterior, se han realizado 4 nuevos guiones:

Práctica 9: Estudio experimental de una turbina Cross Flow	Turbinas de acción.
Práctica 10: Estudio experimental de una turbina Turgo	Turbinas de acción.
Práctica 11: Determinación del rendimiento de un Ariete Hidráulico	Bombeo por Ariete Hidráulico. Rendimiento.
Práctica 12: Análisis de los resultados del Ariete con osciloscopio	Bombeo por Ariete Hidráulico. Fórmula de Allievi, fórmula Joukowski. Velocidad frente de presiones.



2.2.2. GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

Este Grado tiene un carácter generalista en el campo de la Ingeniería Industrial, pero a su vez cuenta con tres menciones mediante las cuales el alumno se especializa en Mecánica, Electricidad y Electrónica Industrial.

Su plan de estudios está estructurado en cuatro años, de modo que en el primer curso se adquieren las competencias de formación básica en ingeniería, siendo este curso común tanto con el Grado en Ingeniería Mecánica como con el grado en Ingeniería Eléctrica y Electrónica. A partir de este curso, el alumno se irá formando en las competencias correspondientes al módulo común industrial, con asignaturas de las tres especialidades y de ampliación de la formación básica. Posteriormente, a partir del semestre sexto, se podrá optar por una de las tres menciones: Mecánica, Electricidad o Electrónica Industrial.

En cuarto curso el alumno tendrá que elegir entre asignaturas con contenidos específicos de su mención, asignaturas de organización industrial, o realizar prácticas en empresas. El grado concluye con el desarrollo y defensa de un trabajo fin de grado.

Con el presente Grado y el Máster en Ingeniería Industrial se adquieren las atribuciones profesionales reguladas para la profesión de Ingeniero Industrial.

El Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales consta de 240 ECTS de los cuales 12 están relacionados con el Área de Mecánica de Fluidos. Las asignaturas son “Ingeniería de Fluidos” de 6 ECTS impartida en el tercer semestre, “Máquinas Fluidomecánicas” de 3 ECTS del séptimo semestre y “Máquinas Térmicas y de Fluidos” del octavo semestre de la titulación.

A continuación se va a desglosar el temario de las tres asignaturas con su correspondiente guión de prácticas que lo complementa.

La asignatura de “Ingeniería de Fluidos” es exactamente la misma que en el Grado en Ingeniería Mecánica, por lo que lo comentado anteriormente es también igual.

En la asignatura “Máquinas Fluidomecánicas” el desglose de prácticas sería el siguiente:

Prácticas	Temario
Práctica 1: Desmontaje y montaje de una bomba centrífuga	Bomba centrífuga de una etapa, con cierre mecánico o con cierre de estopa. Dónde se producen los 3 caudales que contribuyen al rendimiento volumétrico.
Práctica 2: Curvas características de una bomba centrífuga	Curvas características de una bomba: H-Q, P-Q, η -Q y NPSH-Q.
Práctica 3: Leyes de semejanza en una bomba centrífuga	Aplicación de las leyes de semejanza en turbomáquinas.
Práctica 4: Cavitación en una bomba	Altura de aspiración. Cavitación en bombas.



centrífuga	
Práctica 5: Estudio experimental de una turbina Kaplan	Turbinas de reacción.
Práctica 6: Estudio experimental de una turbina Francis	Turbinas de reacción.

Éstas son las prácticas que actualmente se vienen realizando. Se han añadido 2 nuevos guiones que las complementan:

Práctica 7: Estudio experimental de una turbina Banki	Turbinas de acción.
Práctica 8: Estudio experimental de una turbina Turgo	Turbinas de acción.

En la asignatura “Máquinas Térmicas y de Fluidos” del octavo semestre el programa de la asignatura se divide en dos grandes grupos: por una parte el estudio de las máquinas térmicas, en concreto los MCIA, y por otra parte las máquinas de fluidos. En la propia página de la universidad donde se describe la asignatura aparece las prácticas a realizar:

Prácticas	Temario
Práctica 1: Cavitación en turbobombas.	
Práctica 2: Comprobación de las leyes de semejanza en turbobombas.	
Práctica 3: Ensayo del inyector de una turbina Pelton.	
Práctica 4: Curvas características de una turbina Pelton.	
Práctica 5: Transitorios en una instalación de bombeo por parada de bomba.	
Práctica 6: Bombeo por Ariete Hidráulico.	

2.2.3. GRADO EN INGENIERÍA ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

Este grado recoge la especialización que antiguamente había en la Ingeniería Técnica Industrial Eléctrica, e incorpora los nuevos contenidos de la Electrónica Industrial. Su plan de estudios está estructurado en cuatro años, de modo que en el primer curso se adquieren las competencias de formación básica en Ingeniería. Así, este curso es común tanto con el Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales como con el Grado en Ingeniería Mecánica. A partir de este curso, el Grado se va especializando en contenidos de electricidad y electrónica industrial.



En el cuarto curso el alumno podrá elegir asignaturas en dos módulos de optatividad, uno de ellos que profundiza en contenidos específicos eléctricos y electrónicos y el otro sobre la organización industrial, con la opción de realizar prácticas en empresas. El grado concluye con el desarrollo y defensa de un trabajo fin de grado.

Este Grado habilita para el ejercicio de las profesiones reguladas de Ingeniero Técnico Industrial, especialidades en Eléctrica y Electrónica, simultáneamente y por lo tanto otorga las atribuciones profesionales correspondientes a dichas profesiones, tal y como viene recogido en la orden ministerial [CIN/351/2009](#).

El Grado en Ingeniería Eléctrica y Electrónica consta de 240 ECTS de los cuales 6 están relacionados con el Área de Mecánica de Fluidos. La asignatura es “Termotecnia e Ingeniería de Fluidos” de 6 ECTS impartida en el tercer semestre de la titulación. Dicha asignatura se divide en dos grandes bloques: la termotecnia y la ingeniería de fluidos. De la parte correspondiente a la Mecánica de Fluidos no se realiza ninguna práctica.



3. . INTRODUCCIÓN

Como el presente proyecto ha sido llevado a cabo en las instalaciones, laboratorios y equipos de la UPNA, se ha considerado hacer una mención especial de estos tres apartados.

3.1. HISTORIA DE LA UPNA

La Universidad Pública de Navarra es una institución joven, con dos décadas a sus espaldas, si bien aglutina y continúa las enseñanzas universitarias que se venían impartiendo en Navarra desde la iniciativa pública, algunas de ellas desde mediados del siglo XIX. En este corto pero intenso periodo, la Universidad ha creado espacios en Pamplona y Tudela dotados para la enseñanza y la investigación e integrados por un sólido colectivo docente y de administración, dando formación a los cerca de 9000 estudiantes que acuden diariamente a la Universidad.

En 1987 el Parlamento de Navarra aprobó la creación de la Universidad Pública de Navarra y asumió el compromiso de su financiación con el objetivo de que la nueva universidad ampliara la oferta de titulaciones existentes y de que reuniera las enseñanzas universitarias impartidas en centros públicos que, hasta este momento, actuaban sin la coordinación suficiente. La Universidad se enclava en el flanco sur de la capital navarra, en el término de Arrosadía.

El campus de Arrosadía ofrece, a primera vista, el predominio de la recta en las construcciones y en las perspectivas. Es obra de Francisco Javier Sáenz de Oiza (Cátedra, Navarra, 1918-Madrid, 2000), arquitecto genial, teórico y práctico, que supo tejer sobre un espacio de algo más de 25000 metros cuadrados un sistema de edificios en los que se propicia el trabajo, el estudio y la relación entre los miembros de la comunidad universitaria. Esta relación se propicia en el espacioso paseo que recorre longitudinalmente el campus. Así lo quiso subrayar el arquitecto, que reprodujo en Arrosadía las dimensiones del de Sarasate, en el corazón de la capital navarra. Además, las 89 especies y variedades arbóreas distintas y la docena de especies arbustivas relevantes de los cinco continentes que envuelven armónicamente los edificios, convierten al lugar en un privilegiado espacio verde, apto para el paseo y el descanso, pero también para satisfacer la curiosidad naturalística.

En lo que se refiere a las edificaciones, la construcción más antigua del Campus de Arrosadía y anterior a la Universidad es El Sario. Situado al Sur del Campus cuenta, entre otras dependencias, con el Aula "0", con capacidad para 600 personas, en la que se celebran actos académicos, congresos y otras reuniones científicas. Además alberga el Centro Superior de Idiomas, la Fundación Universidad-Sociedad, el Servicio Religioso, la Escuela de Práctica Jurídica "Estanislao Aranzadi", la Unidad Técnica de Evaluación, el Centro Superior de Innovación Educativa y el Servicio de Apoyo a la Investigación.



En 1989 comienza la construcción del Aulario y se inicia la actividad docente con 500 alumnos en el edificio de El Sario. El Aulario es la edificación más próxima a la ciudad y dispone del mayor aparcamiento, para facilitar al alumnado y profesorado el acceso directo a sus aulas. Considerado como pórtico del conjunto del campus, el Aulario tiene una superficie de 26.916 metros cuadrados, distribuidos en cuatro plantas y dispone de 126 aulas en las que se imparten las clases teóricas. Las aulas se han concebido como el lugar para el primer contacto con la vida universitaria, el espacio donde los estudiantes pasan los primeros años de estudios comunes para después iniciar los cursos de especialización que tendrán su sede en los edificios de los departamentos.

Un año después de la construcción del Aulario se termina la Biblioteca, una gran construcción de 9000 m² y planta rectangular orientada de norte a sur y cubierta con una espectacular bóveda de cañón de veinte metros de diámetro que se configura como el centro de la Universidad, el punto de referencia en torno al cual se articula el campus. La Biblioteca es el centro del saber, el depósito de la ciencia. Recoge los conocimientos de las distintas disciplinas universitarias y al mismo tiempo los distribuye. Por este motivo, los edificios de los departamentos se sitúan a ambos lados. Es un símbolo y una realidad. Todos se nutren de la Biblioteca y al mismo tiempo todos la alimentan con su actividad docente e investigadora.

También en 1990 se terminan de construir los edificios de departamentos, cuyos nombres proceden de la especie vegetal que crece en la fachada de cada uno de ellos. Son los siguientes:

- Edificio de los Acebos: alberga los departamentos de Geografía e Historia, de Física y de Química Aplicada.
- Edificio de los Madroños: alberga los departamentos y centros de Gestión de Empresas, de Economía y la Facultad de Ciencias Económicas y Empresariales.
- Edificio de los Magnolios: alberga los departamentos y centros de Filología y Didáctica de la Lengua, de Estadística e Investigación Operativa, de Psicología y Pedagogía, de Sociología y la Facultad de Ciencias Humanas y Sociales.
- Edificio de las Encinas (2003): alberga los departamentos de Derecho Público, de Derecho Privado, de Matemáticas, de Ingeniería Matemática e Informática, de Trabajo Social, e incluye la sala Ada Byron.
- Edificio de los Tejos: alberga los departamentos de Ingeniería Eléctrica y Electrónica, de Estadística e Investigación Operativa, de Proyectos e Ingeniería Rural (Áreas de Expresión Gráfica de la Ingeniería y de Proyectos de Ingeniería) y la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación.
- Edificio de los Pinos: alberga los departamentos y centros de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales, de Ingeniería Eléctrica y Electrónica y de Automática y Computación.



-Edificio de los Olivos: alberga los departamentos y centros de Tecnología de Alimentos, de Ciencias del Medio Natural, de Producción Agraria, de Proyectos e Ingeniería Rural (Áreas de Ingeniería Agroforestal y de Ingeniería Hidráulica) y la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos.

En 1993 el primer rector es elegido por el Claustro y en 1995 se aprueban los primeros Estatutos de la Universidad. Entre 1994 y 1996 el número de alumnos matriculados pasa de 6700 a 10000 y se termina de construir el nuevo edificio de Administración y Gestión (edificio de las Sóforas). Proyectado por el arquitecto Luis Felipe Gaztelu, el edificio se encuentra al final del campus, junto al Rectorado, y tiene una superficie de 3.600 metros cuadrados, que se distribuyen en tres plantas. Congrega al personal no docente, el que se dedica a la administración y gestión de la Universidad, al tiempo que es sede del Consejo Social de la Universidad.

En noviembre de 1996 entra en funcionamiento la Finca de Prácticas y de Investigación Agrícola, situada en la parte posterior del edificio de El Sario y utilizada como espacio de prácticas y de investigación. Ocupa algo más de 200.000 metros cuadrados y sus instalaciones incluyen invernaderos, cámaras frías, laboratorios, almacén de maquinaria, oficinas y vestuarios. El equivalente para los estudiantes de Ingeniería Industrial y sus especializaciones es el edificio de Talleres y Laboratorios, en el cual prácticamente se ha gestado el presente proyecto. Se encuentra en el extremo oriental del campus, junto a la carretera de Tajonar y tiene una superficie de 4.800 metros cuadrados.

En 1998 se inauguran la cafetería y los comedores, ambos proyectados por Javier Torrens y Virginia Turrillas. La cafetería se encuentra junto al Aulario, en la zona Oeste. Tiene una sola planta, con 670 metros cuadrados de superficie y una terraza al aire libre, de 300 metros cuadrados, orientada al Sur. Los comedores están situados en la zona suroeste del Campus, contigua al edificio de los Magnolios. Se trata de una construcción de una sola planta, con una superficie construida de 1.490 metros cuadrados y capacidad para 500 personas.

En el año 2000 se finaliza el Pabellón Universitario de Navarra, el más grande de la Comunidad Foral con capacidad para 3000 espectadores. Cuenta con pistas de fútbol sala, baloncesto y voleibol, piscina cubierta, salas multiusos, sala de musculación y frontón cubierto. Al Pabellón Universitario se le unen otras instalaciones deportivas que incluyen pista polideportiva descubierta, cuatro pistas de tenis, tres campos de fútbol, campo de rugby de hierba natural y cancha de prácticas de golf y putting-green.

En 2003 se construye el nuevo edificio departamental de las Encinas y se produce la ampliación del Instituto de agrobiotecnología que había sido construido en julio de 1999 y que supone un centro de referencia en los ámbitos de la agroproductividad y la agrosanidad.



Un año más tarde el Príncipe de Asturias inaugura el CITEAN (Centro de Innovación Tecnológica de Automoción de Navarra), en el que participa la Universidad y que ofrece soluciones globales, desde el diseño conceptual a la simulación virtual y la verificación y validación en laboratorio de ensayos.

Entre 2006 y 2008 se inaugura la Residencia Universitaria Los Abedules, se termina la construcción del Campus de Tudela y se inician las actividades académicas en dicho campus. En 2010 se renueva la oferta académica mediante la implantación de todas las titulaciones de Grado adaptadas al Espacio Europeo de Educación Superior. Se trata de un proyecto internacional iniciado en 1999 con la Declaración de Bolonia, organizado conforme a ciertos principios (calidad, movilidad, diversidad, competitividad) y orientado hacia la consecución entre otros de dos objetivos estratégicos: el incremento del empleo en la Unión Europea y la conversión del sistema Europeo de Formación Superior en un polo de atracción para estudiantes y profesores de otras partes del mundo.



En este laboratorio se encuentran los equipos de flujo compresible, una balanza hidráulica de pesas muertas para la calibración de manómetros, una balanza de precisión, un panel de tuberías, etc.

3.3. EQUIPOS UTILIZADOS EN LA REALIZACIÓN DE LOS GUIONES

1. Bomba centrífuga

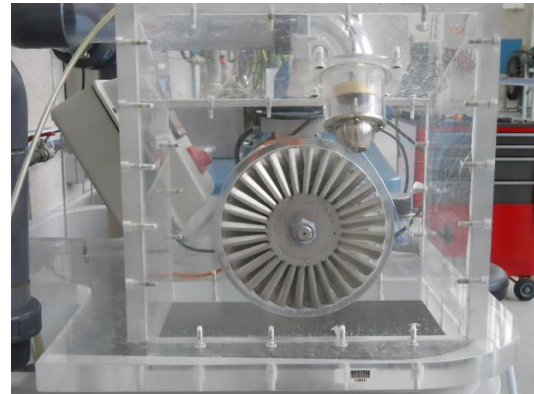
Se trata de una bomba centrífuga de una etapa, de eje horizontal, con impulsión radial y aspiración axial. El motor está separado y acoplado a la bomba. Su velocidad



nuestro caso $H_{\text{máx}} \approx 22$ m.

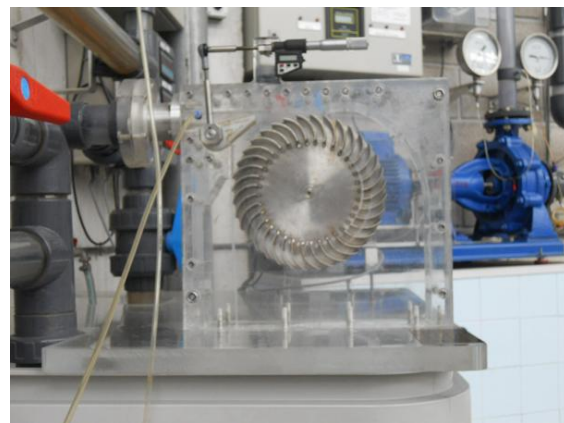
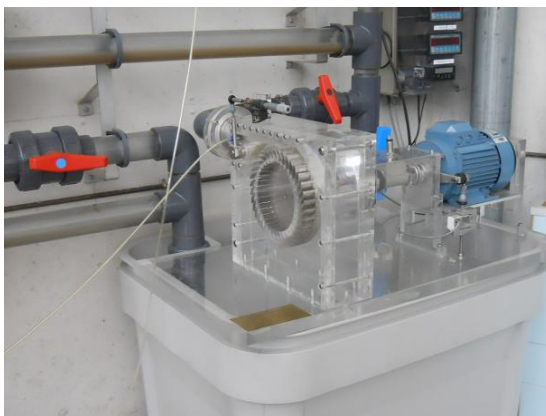
nominal es 1450 y 1000 rpm. En éste tipo de bombas, el flujo pasa por el rodete, donde gana energía tanto de presión como de velocidad y descarga en la cámara espiral, llamada también voluta o caracol, saliendo de ésta por la tubería de impulsión. Todo este proceso permite elevar el fluido una determinada altura, en

2. Turbina Turgo



La turbina Turgo es una turbina de acción, es decir, la energía potencial que posee el flujo de agua al entrar en la turbina se transforma en energía cinética y de presión íntegramente en el inyector. En consecuencia, el rodete sólo recibe energía cinética y la presión del flujo a la entrada y a la salida del mismo no cambia.

3. Turbina Cross Flow



La turbina OSSBERGER es una turbina de libre desviación, de admisión radial y parcial. Debido a su número específico de revoluciones cuenta entre las turbinas de régimen lento. El distribuidor imprime al chorro de agua una sección rectangular, y éste circula por la corona de paletas del rodete en forma de cilindro, primero desde fuera hacia dentro y, a continuación, después de haber pasado por el interior del rodete, desde dentro hacia fuera.

4. Cuadro de tuberías

El cuadro de tuberías es la instalación más importante que se dispone en los laboratorios, ya que en él se realizan la mayor parte de las prácticas. Cuenta con cinco tuberías paralelas, una de aspiración que recoge el agua de un tanque y cuatro de impulsión, dos de las cuales tienen diámetros diferentes. En este equipo se tienen varios elementos para la realización de diferentes prácticas: un codo a 90° con tomas de presión, una válvula de diafragma, una válvula de mariposa, dos válvulas de bola, una

válvula de pie, un Venturi, un caudalímetro, un manómetro, un vacuómetro, y varias tomas donde colocar los manómetros diferenciales.



5. Caudalímetro electromagnético



Es un dispositivo que se emplea para la medición del caudal que fluye por una conducción. Está basado en la ley de Faraday. Cuando el agua atraviesa de forma perpendicular el campo magnético del caudalímetro, se induce una tensión al medio que es proporcional a la velocidad del flujo media, y que es captada por dos electrodos. Entre sus ventajas está que es un sistema sin partes móviles, no ocasiona ninguna

restricción en la circulación y por lo tanto la pérdida de carga es irrelevante, y es posible su empleo con fluidos corrosivos o con sólidos en suspensión.

6. Manómetro diferencial

El manómetro diferencial mide la diferencia de presiones entre dos puntos. En el caso de que uno de los puntos esté a presión atmosférica, se medirán presiones relativas. El manómetro diferencial consiste en dos cámaras separadas por una membrana. El desplazamiento de esta membrana debido a la diferencia de presiones entre las dos cámaras será reflejado en el display en forma de presión.



7. Célula de carga/Tacómetro MIGHTY-1C



La célula de carga es un dispositivo que se emplea para medir fuerzas y/o momentos de fuerzas. En nuestro caso, para medir el par o momento de fuerzas que transmite el eje de la turbina o de la bomba, se coloca el motor eléctrico coaxial a la bomba o la turbina sobre un columpio cuyo eje de oscilación coincide con el eje del motor.

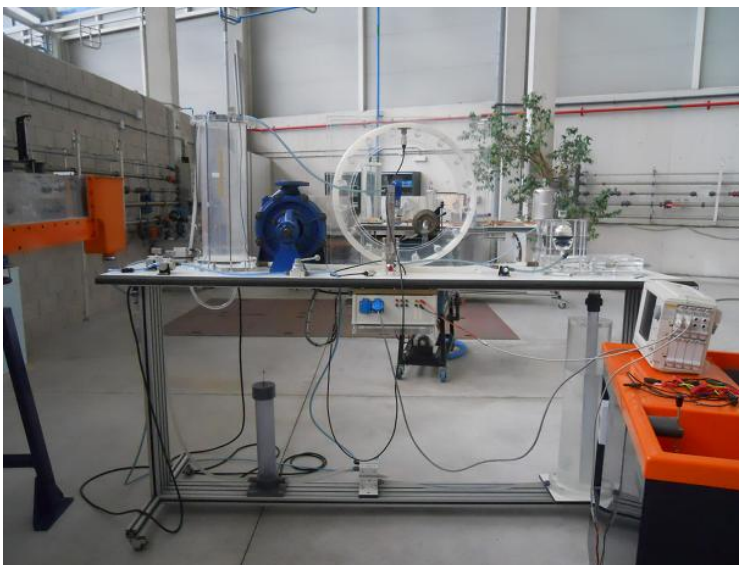
El par que la bomba o la turbina ejerce sobre el motor es exactamente igual al que hay que hacer sobre el columpio para que éste no cambie en su posición angular, y este par se obtiene midiendo una fuerza y

multiplicándola por su distancia al eje. La fuerza la medimos con la célula de carga, y como la distancia de la línea de acción de la fuerza al eje es una constante, en el indicador aparece el producto de fuerza por distancia, es decir, el par o momento de fuerzas.

Un tacómetro es un dispositivo que se utiliza para medir la velocidad de rotación de un eje. En nuestro caso el tacómetro es de tipo inductivo y consiste en una rueda dentada solidaria al eje, y un sensor que detecta el paso de cada diente. Con el número de dientes de la rueda dentada y el número de dientes detectados en un tiempo determinado, el tacómetro nos indica de forma directa el régimen de giro en rpm.



8. Ariete Hidráulico



Con este Ariete Hidráulico podemos bombear agua hasta una altura 5 veces superior a la de partida obteniendo unos rendimientos de hasta el 70%. Funciona aprovechando la energía hidráulica sin requerir ninguna otra energía externa.

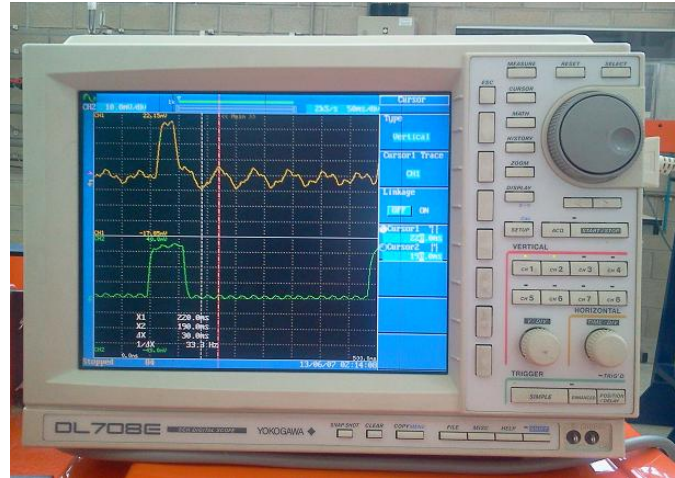
Además, con la ayuda de un osciloscopio podemos ver las sobrepresiones que se producen al

producirse el golpe de ariete y calcular la velocidad del frente de presiones.

9. Osciloscopio Yokogawa DL 708E

Un osciloscopio es un instrumento de medición electrónico para la representación de señales eléctricas que pueden variar en el tiempo. Presenta los valores de las señales eléctricas en forma de coordenadas en una pantalla, en la que normalmente el eje X (horizontal) representa tiempos y el eje Y (vertical) representa tensiones.

Con el osciloscopio hemos podido analizar las señales de los dos sensores de presión que hay colocados en la tubería de alimentación del Ariete.



10. Unidad HILTON tobera de distribución de presión



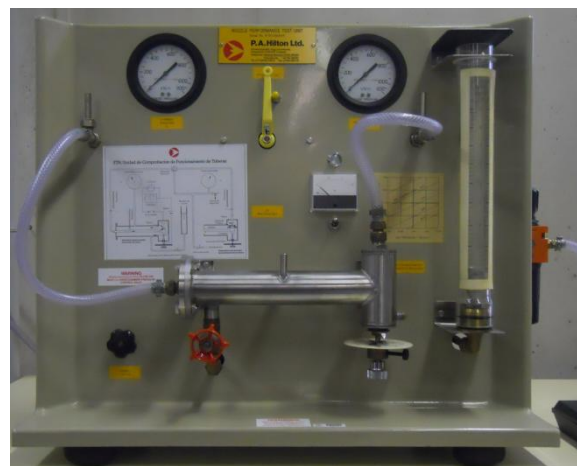
Esta unidad ha sido diseñada para estudiar los fenómenos asociados al flujo compresible en toberas: la distribución de presiones y el caudal másico.

El equipo cuenta con dos toberas convergente-divergente, una convergente, una válvula de aguja y otra de compuerta, un regulador de presión, diez manómetros y un flujómetro.

11. Unidad HILTON de comprobación del funcionamiento de toberas

La unidad de comprobación de funcionamiento de toberas ha sido diseñada para estudiar el funcionamiento de una tobera: como productor de energía cinética y como productor de empuje.

El equipo cuenta con una tobera convergente y cuatro convergente-divergente, una cámara de acero inoxidable en forma de T, dos manómetros, un medidor de caudal, un voladizo y cabeza de impacto, juego de pesas de calibración, una batería, válvulas y un regulador de presión.



12. Barómetro



Un barómetro es un instrumento empleado para medir la presión atmosférica. Consiste en un tubo cerrado por el extremo superior, y con el extremo inferior abierto y sumergido en un recipiente lleno de mercurio. La parte inferior de este tubo también contiene mercurio, mientras que la parte superior queda en vacío. Al estar la superficie superior del mercurio a presión nula, la presión atmosférica fuerza a la columna de mercurio a elevarse hasta una cierta altura. Esta altura, nos dará la presión atmosférica en mm Hg.

La transformación al Sistema Internacional se realiza de la siguiente manera:

$$760\text{mm Hg}=1 \text{ atmósfera normalizada}=101325\text{Pa}$$

4. . METODOLOGÍA DOCENTE DE LOS GUIONES

Los guiones de prácticas han sido desarrollados para ser una herramienta más en la formación académica de los alumnos. Son el puente que enlaza el conocimiento teórico con el práctico. Por ello, deben ser claros y sencillos de comprender por parte del alumnado, manteniendo el rigor teórico, matemático y lingüístico propio de la ingeniería. Para conseguir estos objetivos, los guiones de prácticas tienen una estructura común que sigue un orden lógico. El orden de los apartados que se explican a continuación no es estrictamente el mismo en todas las prácticas, ya que se han adaptado a las características de cada una y a la maquetación que mejor organizase el espacio.

En primer lugar se enumeran los objetivos que se persiguen con la realización de la práctica. De esta forma se da un primer esbozo del desarrollo de la misma y se establece el objetivo a conseguir, de modo que a la hora de seguir los diferentes pasos se tenga claro hacia dónde están encaminados, otorgando coherencia al conjunto.

En segundo lugar se encuentran los fundamentos teóricos. Son los conocimientos necesarios para entender y realizar correctamente la práctica. En principio, esta teoría ya se habrá visto en clase, pero no está de más recordarla. Además, se incluyen numerosas figuras y esquemas de los equipos del laboratorio que ayudan a agilizar el estudio, evitando al alumno tener que buscar la información referida a la práctica en el libro o los apuntes, mejorando así la organización del material de estudio.

A continuación se muestra un esquema del montaje experimental. En él se muestran los componentes del equipo, sus dimensiones, y cómo debe ser montado o preparado para proceder a la realización de la práctica.

Seguidamente se aporta el desarrollo analítico necesario para realizar los cálculos y obtener los resultados pedidos. Se parte de ecuaciones generales y se desarrollan paso a paso hasta obtener la ecuación final, en la que basta con introducir los valores obtenidos experimentalmente para encontrar el valor de la variable pedida. De este modo el alumno ve el proceso seguido y comprende el porqué de la expresión final.

Para la toma de datos, se ha ajustado el número de datos exigidos al alumno para que el resultado de la práctica sea correcto y la duración de la misma sea adecuada (entre una y dos horas).

Finalmente se describe el trabajo a realizar. En este último apartado se detalla el trabajo que debe hacer el alumno tanto en el laboratorio como en casa, y que posteriormente, deberá entregar para que pueda ser evaluado. En general consiste en rellenar las tablas de datos con los valores medidos experimentalmente. A continuación se determinarán los datos exigidos a partir de los primeros, siendo éstos últimos graficados para que a continuación se incluya una valoración de la práctica con los



comentarios y conclusiones debidas. En la mayor parte de las prácticas se incluyen ejemplos de las gráficas a realizar por los alumnos para dar una idea general del resultado que se debe obtener. En algunas prácticas se pedirá además el cálculo de algunas variables importantes características del equipo utilizado y que servirán para un análisis del mismo más detallado.



5. . GUIONES DE PRÁCTICAS

Se presentan los guiones de prácticas desarrollados en este Proyecto Final de Carrera.

De cada práctica existen dos guiones: uno diseñado tal y como les será entregado a los alumnos, y otro con los resultados gráficos y analíticos para el profesorado.

Índice de los guiones:

Práctica 1: Estrangulamiento en toberas.

Práctica 2: Determinación del rendimiento de un Ariete Hidráulico.

Practica 3: Estudio experimental de una turbina Cross Flow.

Práctica 1: ESTRANGULAMIENTO EN TOBERAS

OBJETIVOS

Determinar cuando se produce la estrangulación o asfixia de toberas convergentes y convergente-divergentes y compararlo con los valores teóricos.

FUNDAMENTO TEÓRICO

Proporción crítica de presión

Se va a obtener en qué relación de presiones entre la garganta y la condición de remanso, el flujo de aire alcanza las condiciones sónicas en la garganta.

Según la teoría isoentrópica esta relación resulta ser:

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (1)$$

Para el caso particular del aire, $\gamma = 1,4$:

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 0,5283 \quad (2)$$

En todo flujo isoentrópico las condiciones críticas son constantes.

Estrangulamiento o asfixia

Según la teoría de flujo isoentrópico: para unas condiciones de remanso dadas, el máximo gasto másico posible, a través de una tobera por la que fluye un gas ideal, tiene lugar cuando en la garganta hay condiciones críticas o sónicas.

Se dice entonces que la tobera está bloqueada o asfixiada y no puede haber un gasto másico mayor a menos que se agrande la garganta.

Tal gasto viene dado por la expresión:

$$\dot{m}_{max} = \rho_0 \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \cdot \left(\frac{2 \cdot \gamma \cdot R \cdot T_0}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot A^* \quad (3)$$



A^* Sección de la garganta.

T_0, ρ_0 Condiciones de remanso.

R Constante del gas aire.

γ Índice isoentrópico.

Para el caso particular del aire $\gamma = 1,4$, esta expresión se reduce a:

$$\dot{m}_{max} = 0,685 \cdot A^* \cdot \rho_0 \cdot (R_{aire} \cdot T_0)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

Nota: como en la unidad se miden presiones no densidades, tal ecuación puede expresarse en función de la presión sin más que aplicar la ecuación de los gases ideales $P = \rho \cdot R \cdot T$

$$\dot{m}_{max} = \frac{0,685 \cdot A^* \cdot P_0}{(R_{aire} \cdot T_0)^{\frac{1}{2}}} \quad (5)$$

En estas condiciones preestablecidas tal ecuación dice que el máximo gasto másico posible, que fluye a través de una tobera, es proporcional al área de la garganta y a la presión de remanso e inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura de remanso.

Se puede aproximar razonablemente que la presión y temperatura de remanso son las de ingreso, por tanto se tendría:

$$\dot{m}_{max} = \frac{0,685 \cdot A^* \cdot P_i}{(R_{aire} \cdot T_i)^{\frac{1}{2}}} \quad (6)$$

T_i Temperatura de ingreso o del recinto.

R Constante del gas aire ($287 \text{ m}^2/\text{s}^2 \cdot \text{K}$).

P_i Presión de ingreso.

Como son constantes: El área de la garganta de cada tobera, la temperatura del recinto durante la realización de la práctica y la constante del aire; En esta práctica se representará gráficamente el caudal másico en función de la presión de salida de la tobera.

Bloqueo en toberas convergentes y divergentes

Tobera convergente: se tiene la tobera convergente de la Figura 1 (a), donde P_0 es la presión de remanso, que es igual a la presión de ingreso en la tobera, P_e es la presión en el chorro de salida y P_b es la presión ambiente a la salida de la tobera.

Analizamos lo que ocurre cuando mantenemos la presión de ingreso constante y vamos disminuyendo la presión ambiente desde $P_b = P_0$ hasta $P_b = 0$.

Como se ve en la **Figura 2**, para los casos *a* y *b* la presión en la garganta es mayor que el valor crítico P^* que haría sónica la garganta. El flujo es subsónico en toda la tobera y la presión en el chorro de salida es igual a la ambiente. También el gasto másico es menor que el gasto másico máximo.

En el caso *c* la presión ambiente es exactamente igual a la presión crítica de la garganta. La garganta se hace sónica, el chorro de salida se hace sónico, con $P_e = P_b$, y el gasto másico es máximo con el valor dado por la ecuación (6). El flujo aguas arriba de la garganta es subsónico.

Finalmente, si P_b disminuye por debajo de P^* , casos *d* y *e*, la tobera ya no responde porque el flujo está bloqueado en su valor máximo. La garganta sigue siendo sónica y la distribución de presión sigue siendo la misma que en *c*, como se muestra en la **Figura 2**. A la salida el chorro se expande supersónicamente (**Figura 1 (b)**) y la presión baja de P^* hasta P_b .

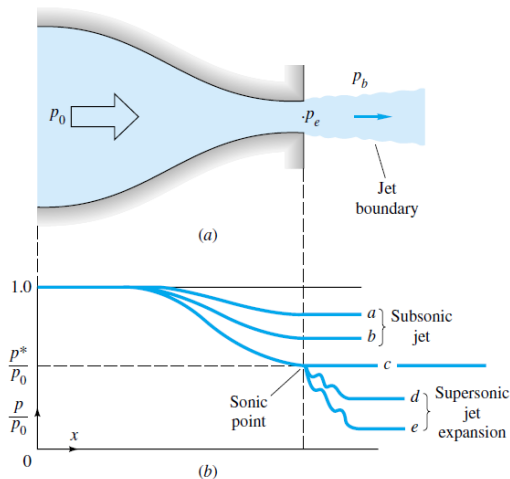


Figura 1

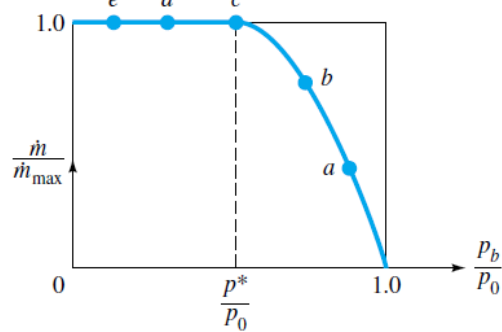


Figura 2

Tobera convergente-divergente: se tiene la tobera convergente-divergente de la **Figura 3** donde P_t es la presión en la garganta. Veamos que ocurre al reducir gradualmente la presión ambiente como en el apartado anterior.

En los casos *A* y *B* de la **Figura 4** la presión ambiente no es lo suficientemente baja como para provocar flujo sónico en la garganta y el flujo es subsónico en toda la tobera. La presión de salida es $P_e = P_b$ y el chorro es subsónico.

En el caso *C* la garganta se hace sónica y el gasto másico alcanza su valor máximo, el resto de la tobera es subsónico incluyendo el chorro de salida y $P_e = P_b$.

Pasamos ahora al punto *H*, aquí la relación de presiones corresponde con la relación de presiones de diseño. El flujo divergente es enteramente supersónico, incluyendo el chorro de salida y $P_e = P_b$. Esta situación se denomina tobera adaptada.

Entre los puntos *D* y *F* la garganta sigue estando bloqueada en los valores sónicos y podemos hacer que $P_e = P_b$ situando una onda de choque normal en el lugar adecuado de la sección divergente, dando lugar a un difusor subsónico que lleve la presión al valor correcto. En el caso *F* la onda de choque está exactamente en la sección de salida y el gasto másico sigue siendo máximo.

En el caso de *G* ninguna onda de choque normal es capaz de producir la expansión necesaria y por ello el flujo se comprime en el exterior mediante una serie compleja de ondas de choque oblicuas hasta que se alcanza P_b .

Finalmente en el punto *I*, P_b es menor que la presión de diseño (curva *H*) pero la tobera está bloqueada y no responde. El chorro de salida se expande en una serie compleja de ondas supersónicas hasta que se alcanza la presión ambiente.

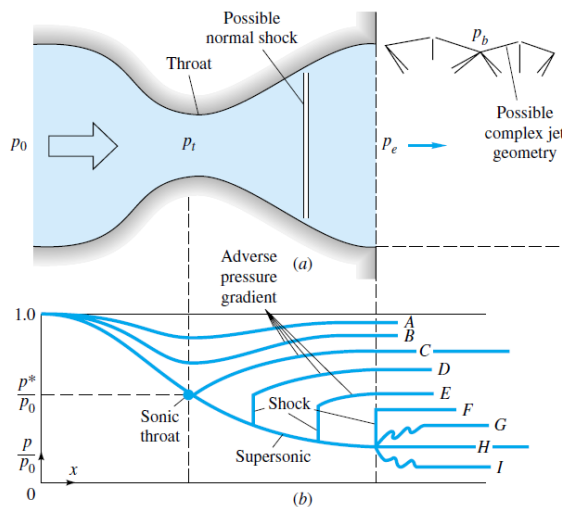


Figura 3

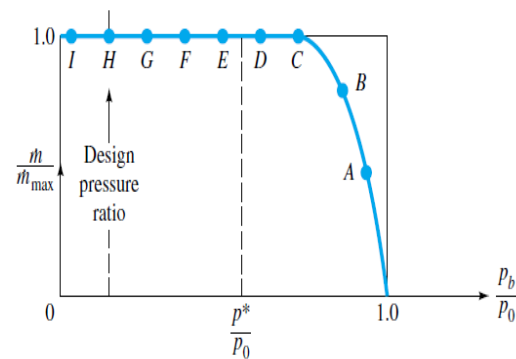


Figura 4

MONTAJE EXPERIMENTAL

Se precisa aire comprimido seco a una presión manométrica ajustable desde 50 KN/m² a 600 KN/m².

Para ello hay que conectar la unidad a la toma de aire comprimido más cercana existente en el laboratorio.



El filtro/regulador proveniente con la unidad, va a permitir ajustar la presión de entrada deseada, una vez fijada se va a mantener una presión de abastecimiento razonablemente constante.

Una mira de vidrio está fijada al filtro/regulador, si se observa agua esta debe ser extraída a partir de la válvula en el extremo inferior de la cubeta.

En estas condiciones la unidad está dispuesta para la realización de la práctica.

TRABAJO A REALIZAR

- Construir dos gráficas (caudal másico de aire frente a la relación de presiones de salida e ingreso), una para la tobera convergente (tobera 1), y otra para una tobera convergente-divergente (toberas 2, 3, 4, 5).
- Calcular el valor teórico del caudal másico máximo para las dos toberas.
- Análisis de los resultados.

TOMA DE DATOS

Condiciones del recinto

En primer lugar se miden la presión atmosférica y la temperatura del recinto:

Temperatura: se mide en un termómetro situado en el propio laboratorio de mecánica de fluidos.

Presión atmosférica: se mide la presión en el barómetro del laboratorio.

Para obtener la presión atmosférica en KPa, referidos a una temperatura T y a una g estándar se aplica:

$$P = (H - 0.3 - 0.000171 \cdot T^a \text{ (}^\circ\text{C)} \cdot H) \cdot g_{\text{estándar}} \cdot \rho_{\text{Hg}} \cdot 10^{-6}$$

Siendo:

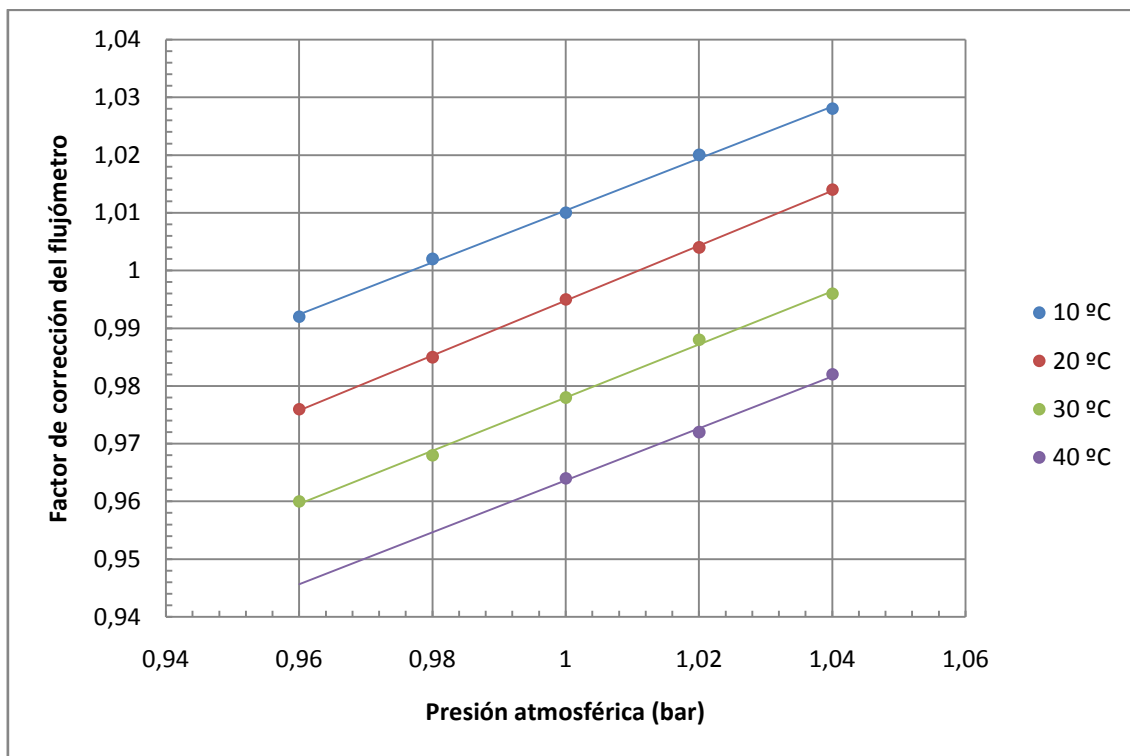
H La medida directa del barómetro en mm.

$$g_{\text{estándar}} = 9.80665 \text{ m/s}^2$$

$$\rho_{\text{Hg}} = 13595,1 \text{ Kg/m}^3$$

Nota: el conocimiento de la presión atmosférica servirá para obtener las medidas de los manómetros en valores absolutos.

Factor de corrección del flujómetro





Toma de datos experimental en la unidad

La toma de datos se realizará de la siguiente manera:

- Cerrar la válvula de ingreso.
- Ajustar la tobera designada en la unidad, las toberas se enroscan al tubo de aire de entrada, y conectar todos los puntos de medición de presión.
- Seleccionar una presión de entrada de 600 KPa y mantener ésta constante durante toda la demostración.
- Cerrar la válvula de salida de modo que $P_s = P_i$, y observar que el caudal másico de aire es cero.
- Gradualmente abrir la válvula de salida desde 600 KPa hasta 25 KPa con intervalos de 25 KPa, de modo que se obtengan sucesivas lecturas de la contrapresión anotando en cada una de ellas el caudal másico de aire observado en el flujómetro.

Las lecturas tomadas del caudal másico correspondiendo a cada valor de la contrapresión para cada tobera las anotaremos en una tabla como la indicada:



Tobera		Presión de ingreso		
Presión atmosférica		Temperatura		Factor corrección flujómetro
Contrapresión (medida) KPa	Contrapresión (absoluta) KPa	Proporción de presión general	Caudal másico (corregido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s	Caudal másico (medido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s
600				
575				
550				
525				
500				
475				
450				
425				
400				
375				
350				
325				
300				
275				
250				
225				
200				
175				
150				
125				
100				
75				
50				
25				



Tobera		Presión de ingreso		
Presión atmosférica		Temperatura		Factor corrección flujómetro
Contrapresión (medida) KPa	Contrapresión (absoluta) KPa	Proporción de presión general	Caudal másico (corregido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s	Caudal másico (medido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s
600				
575				
550				
525				
500				
475				
450				
425				
400				
375				
350				
325				
300				
275				
250				
225				
200				
175				
150				
125				
100				
75				
50				
25				

Nota:

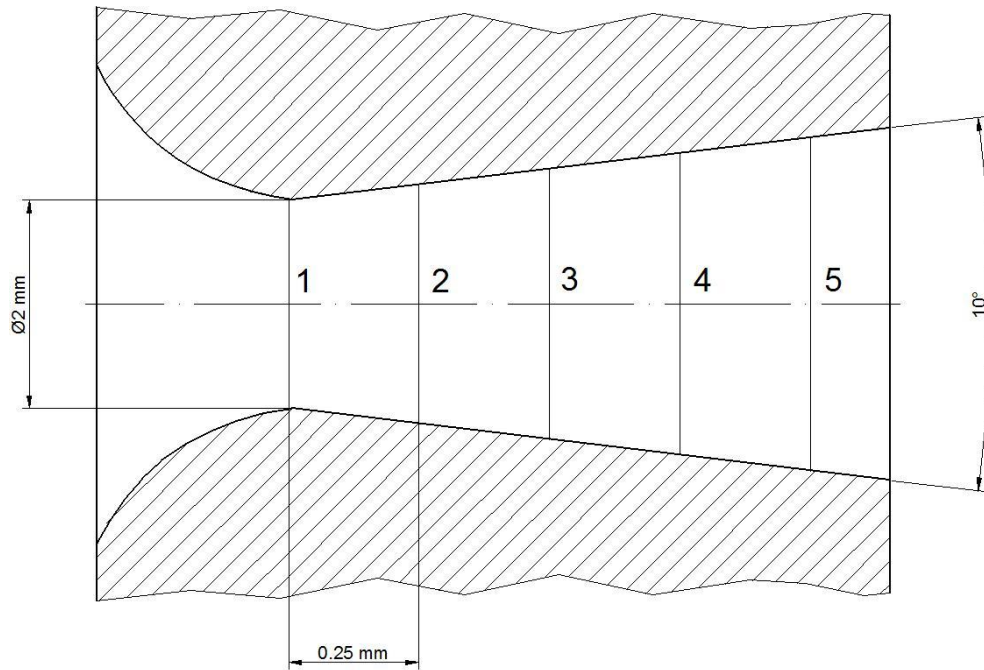
- Las lecturas de contrapresión son manométricas, para pasarlas a absolutas hay que sumarles la presión atmosférica:

$$\text{Presión absoluta} = \text{Presión manométrica} + \text{Presión atmosférica.}$$

- Las lecturas de la tasa de flujo de masa se corrigen puesto que está medida en condiciones estándar.

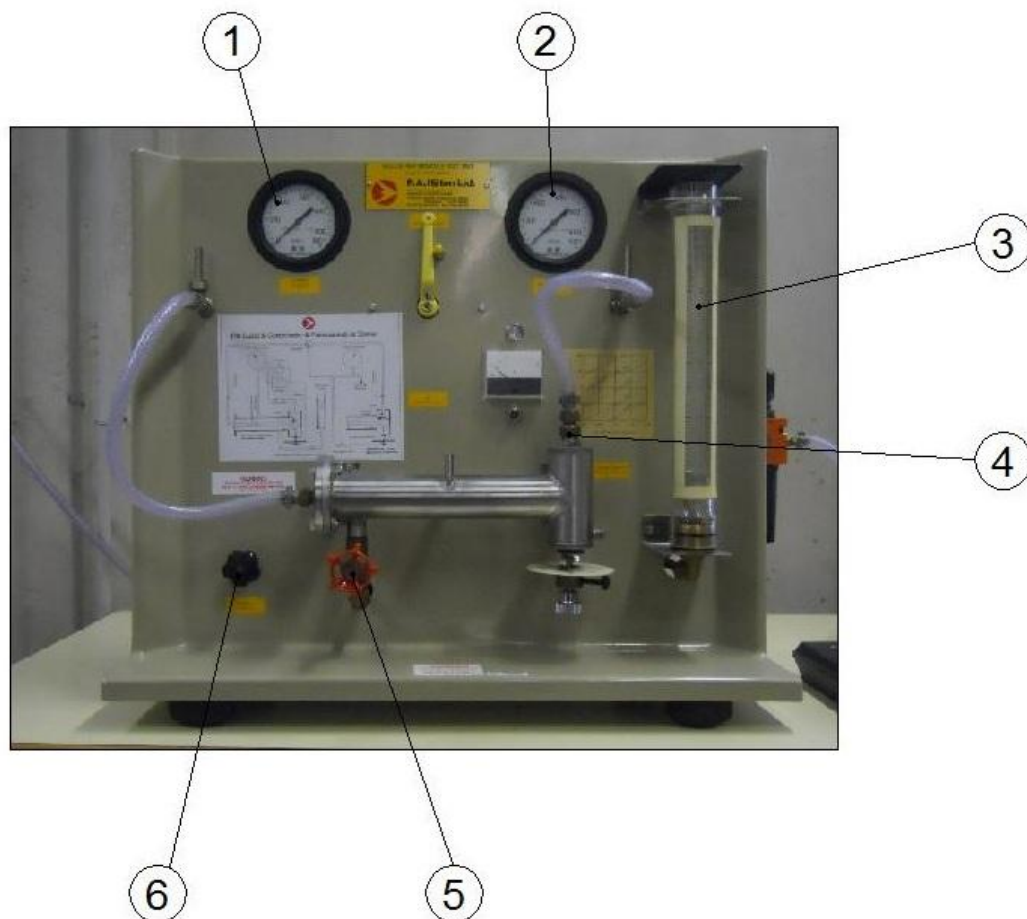
Dimensiones e información útil

Las 5 toberas que se exponen con la unidad tienen perfiles como se indican:



Tobera nº	Tipo	Sección de garganta Sección de salida	Relación de presiones de diseño: $P_{\text{salida}}/P_{\text{entrada}}$
1	Convergente	1	1,0 a 0,528
2	Convergente-divergente	1,2	0,260
3	Convergente-divergente	1,4	0,185
4	Convergente-divergente	1,6	0,140
5	Convergente-divergente	2,0	0,100

Las toberas están identificadas por un número estampado en la superficie cilíndrica.



- 1) Manómetro de salida.
- 2) Manómetro de entrada.
- 3) Flujómetro.
- 4) Tobera, enroscada en el tubo de entrada de aire.
- 5) Válvula de salida.
- 6) Válvula de entrada.

Práctica 1: ESTRANGULAMIENTO EN TOBERAS (PROFESOR)

OBJETIVOS

Determinar cuando se produce la estrangulación o asfixia de toberas convergentes y convergente-divergentes y compararlo con los valores teóricos.

FUNDAMENTO TEÓRICO

Proporción crítica de presión

Se va a obtener en qué relación de presiones entre la garganta y la condición de remanso, el flujo de aire alcanza las condiciones sónicas en la garganta.

Según la teoría isoentrópica esta relación resulta ser:

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (1)$$

Para el caso particular del aire, $\gamma = 1,4$:

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 0,5283 \quad (2)$$

En todo flujo isoentrópico las condiciones críticas son constantes.

Estrangulamiento o asfixia

Según la teoría de flujo isoentrópico: para unas condiciones de remanso dadas, el máximo gasto másico posible, a través de una tobera por la que fluye un gas ideal, tiene lugar cuando en la garganta hay condiciones críticas o sónicas.

Se dice entonces que la tobera está bloqueada o asfixiada y no puede haber un gasto másico mayor a menos que se agrande la garganta.

Tal gasto viene dado por la expresión:

$$\dot{m}_{max} = \rho_0 \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \cdot \left(\frac{2 \cdot \gamma \cdot R \cdot T_0}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot A^* \quad (3)$$



A^* Sección de la garganta.

T_0, ρ_0 Condiciones de remanso.

R Constante del gas aire.

γ Índice isoentrópico.

Para el caso particular del aire $\gamma = 1,4$, esta expresión se reduce a:

$$\dot{m}_{max} = 0,685 \cdot A^* \cdot \rho_0 \cdot (R_{aire} \cdot T_0)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

Nota: como en la unidad se miden presiones no densidades, tal ecuación puede expresarse en función de la presión sin más que aplicar la ecuación de los gases ideales $P = \rho \cdot R \cdot T$

$$\dot{m}_{max} = \frac{0,685 \cdot A^* \cdot P_0}{(R_{aire} \cdot T_0)^{\frac{1}{2}}} \quad (5)$$

En estas condiciones preestablecidas tal ecuación dice que el máximo gasto másico posible, que fluye a través de una tobera, es proporcional al área de la garganta y a la presión de remanso e inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura de remanso.

Se puede aproximar razonablemente que la presión y temperatura de remanso son las de ingreso, por tanto se tendría:

$$\dot{m}_{max} = \frac{0,685 \cdot A^* \cdot P_i}{(R_{aire} \cdot T_i)^{\frac{1}{2}}} \quad (6)$$

T_i Temperatura de ingreso o del recinto.

R Constante del gas aire ($287 \text{ m}^2/\text{s}^2 \cdot \text{K}$).

P_i Presión de ingreso.

Como son constantes: El área de la garganta de cada tobera, la temperatura del recinto durante la realización de la práctica y la constante del aire; En esta práctica se representará gráficamente el caudal másico en función de la presión de salida de la tobera.

Bloqueo en toberas convergentes y divergentes

Tobera convergente: se tiene la tobera convergente de la **Figura 1** (a), donde P_0 es la presión de remanso, que es igual a la presión de ingreso en la tobera, P_e es la presión en el chorro de salida y P_b es la presión ambiente a la salida de la tobera.

Analizamos lo que ocurre cuando mantenemos la presión de ingreso constante y vamos disminuyendo la presión ambiente desde $P_b = P_0$ hasta $P_b = 0$.

Como se ve en la **Figura 2**, para los casos *a* y *b* la presión en la garganta es mayor que el valor crítico P^* que haría sónica la garganta. El flujo es subsónico en toda la tobera y la presión en el chorro de salida es igual a la ambiente. También el gasto másico es menor que el gasto másico máximo.

En el caso *c* la presión ambiente es exactamente igual a la presión crítica de la garganta. La garganta se hace sónica, el chorro de salida se hace sónico, con $P_e = P_b$, y el gasto másico es máximo con el valor dado por la ecuación (6). El flujo aguas arriba de la garganta es subsónico.

Finalmente, si P_b disminuye por debajo de P^* , casos *d* y *e*, la tobera ya no responde porque el flujo está bloqueado en su valor máximo. La garganta sigue siendo sónica y la distribución de presión sigue siendo la misma que en *c*, como se muestra en la **Figura 2**. A la salida el chorro se expande supersónicamente (**Figura 1** (b)) y la presión baja de P^* hasta P_b .

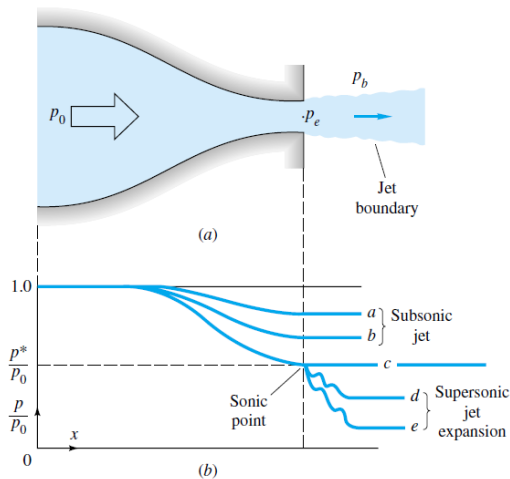


Figura 1

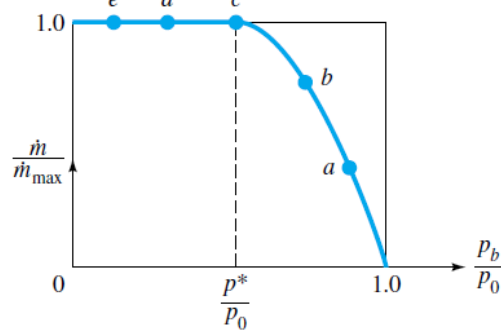


Figura 2

Tobera convergente-divergente: se tiene la tobera convergente-divergente de la **Figura 3** donde P_t es la presión en la garganta. Veamos que ocurre al reducir gradualmente la presión ambiente como en el apartado anterior.

En los casos *A* y *B* de la **Figura 4** la presión ambiente no es lo suficientemente baja como para provocar flujo sónico en la garganta y el flujo es subsónico en toda la tobera. La presión de salida es $P_e = P_b$ y el chorro es subsónico.

En el caso *C* la garganta se hace sónica y el gasto másico alcanza su valor máximo, el resto de la tobera es subsónico incluyendo el chorro de salida y $P_e = P_b$.

Pasamos ahora al punto *H*, aquí la relación de presiones corresponde con la relación de presiones de diseño. El flujo divergente es enteramente supersónico, incluyendo el chorro de salida y $P_e = P_b$. Esta situación se denomina tobera adaptada.

Entre los puntos *D* y *F* la garganta sigue estando bloqueada en los valores sónicos y podemos hacer que $P_e = P_b$ situando una onda de choque normal en el lugar adecuado de la sección divergente, dando lugar a un difusor subsónico que lleve la presión al valor correcto. En el caso *F* la onda de choque está exactamente en la sección de salida y el gasto másico sigue siendo máximo.

En el caso de *G* ninguna onda de choque normal es capaz de producir la expansión necesaria y por ello el flujo se comprime en el exterior mediante una serie compleja de ondas de choque oblicuas hasta que se alcanza P_b .

Finalmente en el punto *I*, P_b es menor que la presión de diseño (curva *H*) pero la tobera está bloqueada y no responde. El chorro de salida se expande en una serie compleja de ondas supersónicas hasta que se alcanza la presión ambiente.

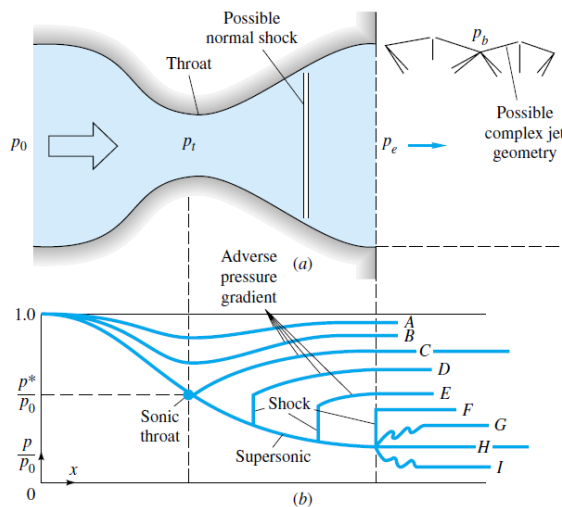


Figura 3

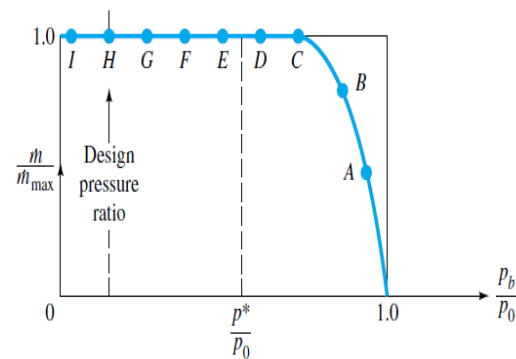


Figura 4

MONTAJE EXPERIMENTAL

Se precisa aire comprimido seco a una presión manométrica ajustable desde 50 KN/m² a 600 KN/m².

Para ello hay que conectar la unidad a la toma de aire comprimido más cercana existente en el laboratorio.



El filtro/regulador proveniente con la unidad, va a permitir ajustar la presión de entrada deseada, una vez fijada se va a mantener una presión de abastecimiento razonablemente constante.

Una mira de vidrio está fijada al filtro/regulador, si se observa agua esta debe ser extraída a partir de la válvula en el extremo inferior de la cubeta.

En estas condiciones la unidad está dispuesta para la realización de la práctica.

TRABAJO A REALIZAR

- Construir dos gráficas (caudal másico de aire frente a la relación de presiones de salida e ingreso), una para la tobera convergente (tobera 1), y otra para una tobera convergente-divergente (toberas 2, 3, 4, 5).
- Calcular el valor teórico del caudal másico máximo para las dos toberas.
- Análisis de los resultados.

TOMA DE DATOS

Condiciones del recinto

En primer lugar se miden la presión atmosférica y la temperatura del recinto:

Temperatura: se mide en un termómetro situado en el propio laboratorio de mecánica de fluidos.

Presión atmosférica: se mide la presión en el barómetro del laboratorio.

Para obtener la presión atmosférica en KPa, referidos a una temperatura T y a una g estándar se aplica:

$$P = (H - 0.3 - 0.000171 \cdot T^a \text{ (}^\circ\text{C)} \cdot H) \cdot g_{\text{estándar}} \cdot \rho_{\text{Hg}} \cdot 10^{-6}$$

Siendo:

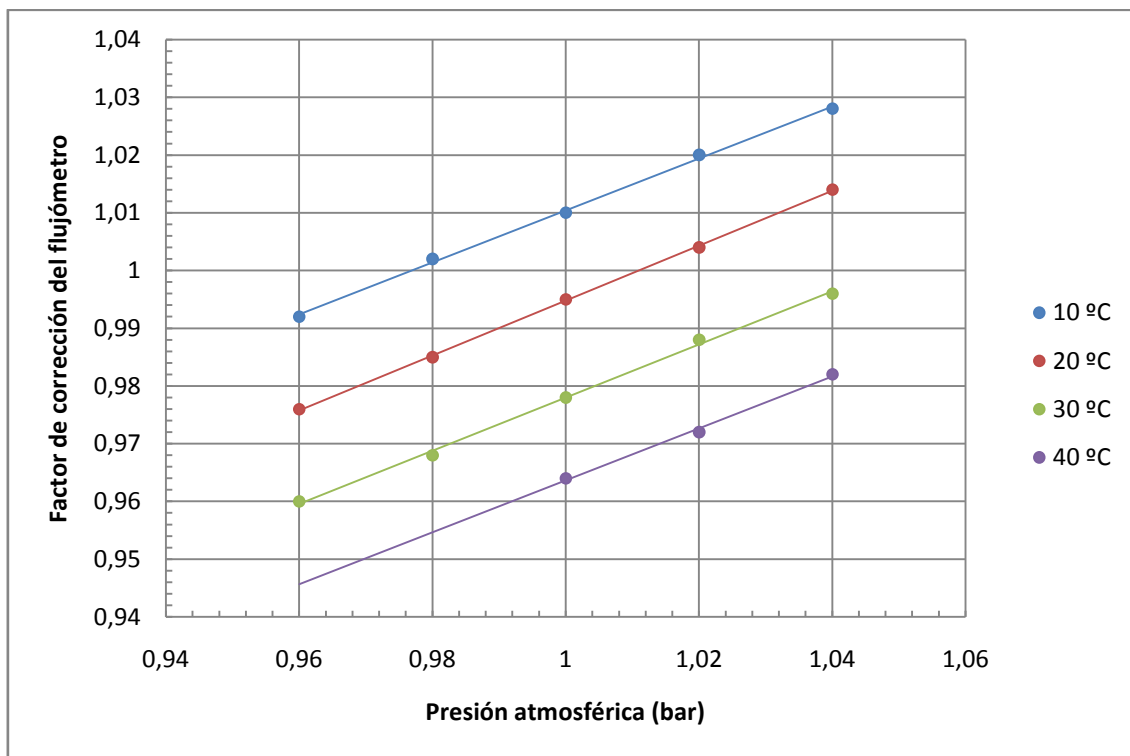
H La medida directa del barómetro en mm.

$$g_{\text{estándar}} = 9.80665 \text{ m/s}^2$$

$$\rho_{\text{Hg}} = 13595,1 \text{ Kg/m}^3$$

Nota: el conocimiento de la presión atmosférica servirá para obtener las medidas de los manómetros en valores absolutos.

Factor de corrección del flujómetro





Toma de datos experimental en la unidad

La toma de datos se realizará de la siguiente manera:

- Cerrar la válvula de ingreso.
- Ajustar la tobera designada en la unidad, las toberas se enroscan al tubo de aire de entrada, y conectar todos los puntos de medición de presión.
- Seleccionar una presión de entrada de 600 KPa y mantener ésta constante durante toda la demostración.
- Cerrar la válvula de salida de modo que $P_s = P_i$, y observar que el caudal másico de aire es cero.
- Gradualmente abrir la válvula de salida desde 600 KPa hasta 25 KPa con intervalos de 25 KPa, de modo que se obtengan sucesivas lecturas de la contrapresión anotando en cada una de ellas el caudal másico de aire observado en el flujómetro.

Las lecturas tomadas del caudal másico correspondiendo a cada valor de la contrapresión para cada tobera las anotaremos en una tabla como la indicada:



Tobera		Presión de ingreso		
Presión atmosférica		Temperatura		Factor corrección flujómetro
Contrapresión (medida) KPa	Contrapresión (absoluta) KPa	Proporción de presión general	Caudal másico (corregido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s	Caudal másico (medido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s
600				
575				
550				
525				
500				
475				
450				
425				
400				
375				
350				
325				
300				
275				
250				
225				
200				
175				
150				
125				
100				
75				
50				
25				



Tobera		Presión de ingreso		
Presión atmosférica		Temperatura		Factor corrección flujómetro
Contrapresión (medida) KPa	Contrapresión (absoluta) KPa	Proporción de presión general	Caudal másico (corregido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s	Caudal másico (medido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s
600				
575				
550				
525				
500				
475				
450				
425				
400				
375				
350				
325				
300				
275				
250				
225				
200				
175				
150				
125				
100				
75				
50				
25				

Nota:

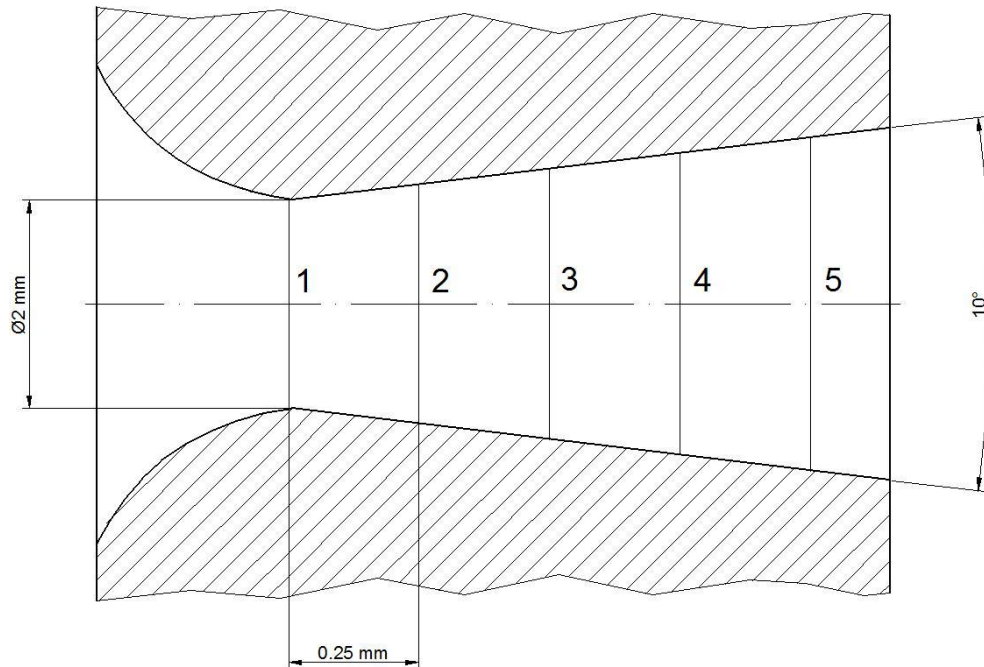
- Las lecturas de contrapresión son manométricas, para pasarlas a absolutas hay que sumarles la presión atmosférica:

$$\text{Presión absoluta} = \text{Presión manométrica} + \text{Presión atmosférica.}$$

- Las lecturas de la tasa de flujo de masa se corrigen puesto que está medida en condiciones estándar.

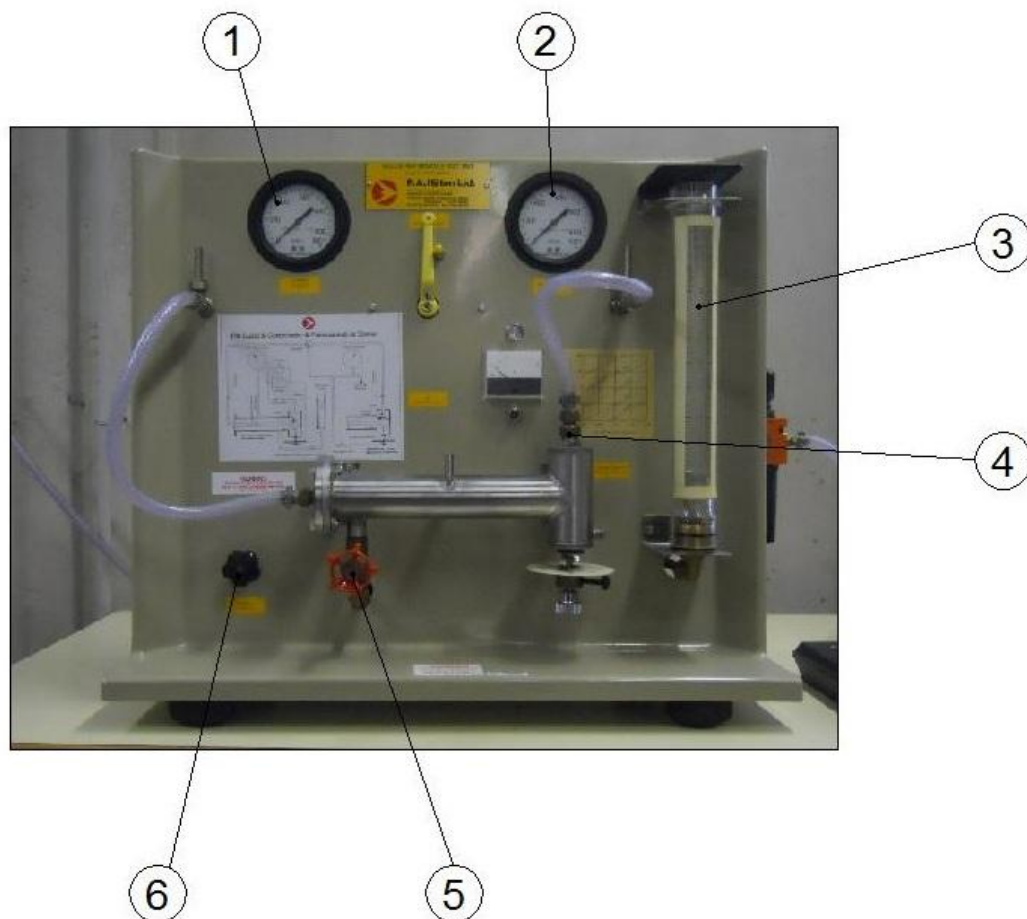
Dimensiones e información útil

Las 5 toberas que se exponen con la unidad tienen perfiles como se indican:



Tobera nº	Tipo	Sección de garganta Sección de salida	Relación de presiones de diseño: $P_{\text{salida}}/P_{\text{entrada}}$
1	Convergente	1	1,0 a 0,528
2	Convergente-divergente	1,2	0,260
3	Convergente-divergente	1,4	0,185
4	Convergente-divergente	1,6	0,140
5	Convergente-divergente	2,0	0,100

Las toberas están identificadas por un número estampado en la superficie cilíndrica.



- 1) Manómetro de salida.
- 2) Manómetro de entrada.
- 3) Flujómetro.
- 4) Tobera, enroscada en el tubo de entrada de aire.
- 5) Válvula de salida.
- 6) Válvula de entrada.

DESARROLLO DE LA PRÁCTICA

Condiciones del recinto

En primer lugar se miden la presión atmosférica y la temperatura del recinto:

Temperatura: se mide en un termómetro situado en el laboratorio resultando $T=22,3^{\circ}\text{C}$.

Presión atmosférica: la medimos en el barómetro de mercurio del laboratorio.

Para obtener la presión atmosférica en KPa, referidos a una temperatura T y a una g estándar se aplica:

$$P = (H - 0.3 - 0.000171 \cdot T^a (^{\circ}\text{C}) \cdot H) \cdot g_{\text{estándar}} \cdot \rho_{\text{Hg}} \cdot 10^{-6} = 95,98 \text{ KPa}$$

Siendo:

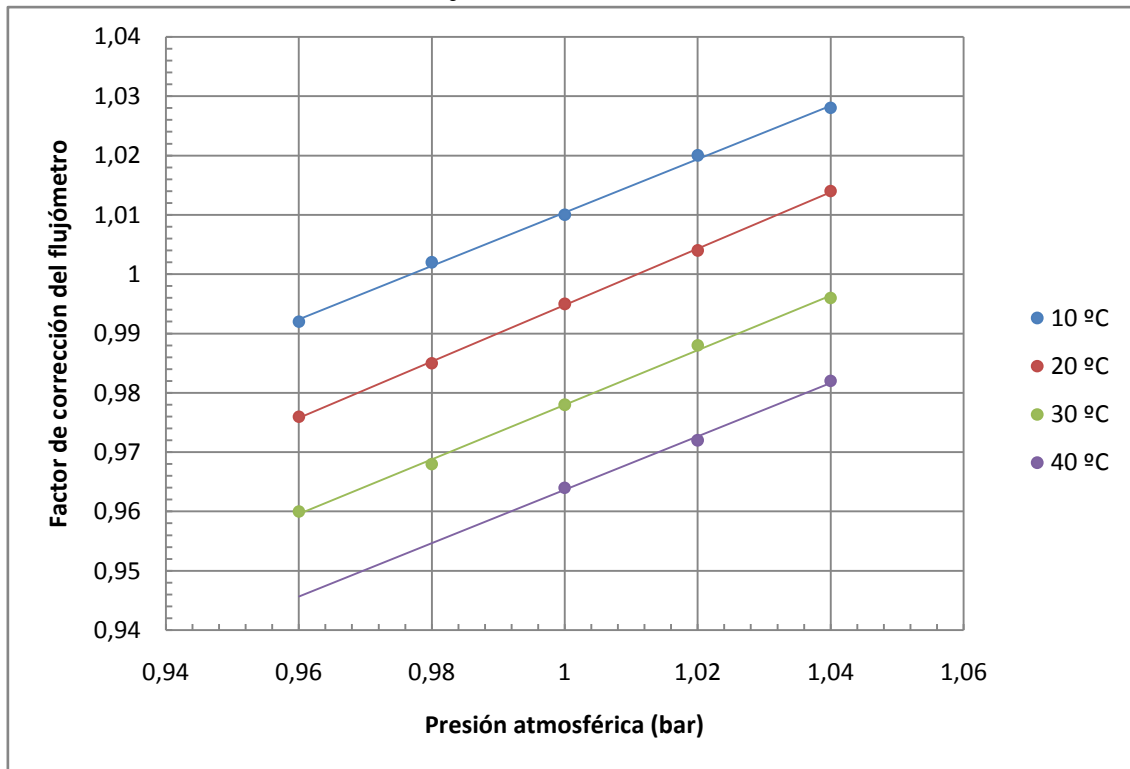
H La medida directa del barómetro en mm; $H = 723 \text{ mmHg}$

$$g_{\text{estándar}} = 9.80665 \text{ m/s}^2$$

$$\rho_{\text{Hg}} = 13595,1 \text{ Kg/m}^3$$

Nota: el conocimiento de la presión atmosférica nos servirá para obtener las medidas de los manómetros en valores absolutos.

Factor de corrección del flujómetro





Introduciendo el valor de la presión atmosférica $P = 95,98$ Kpa y el valor de la temperatura $T = 22,3^{\circ}\text{C}$, obtengo un valor del factor de corrección del flujómetro de 0,972.

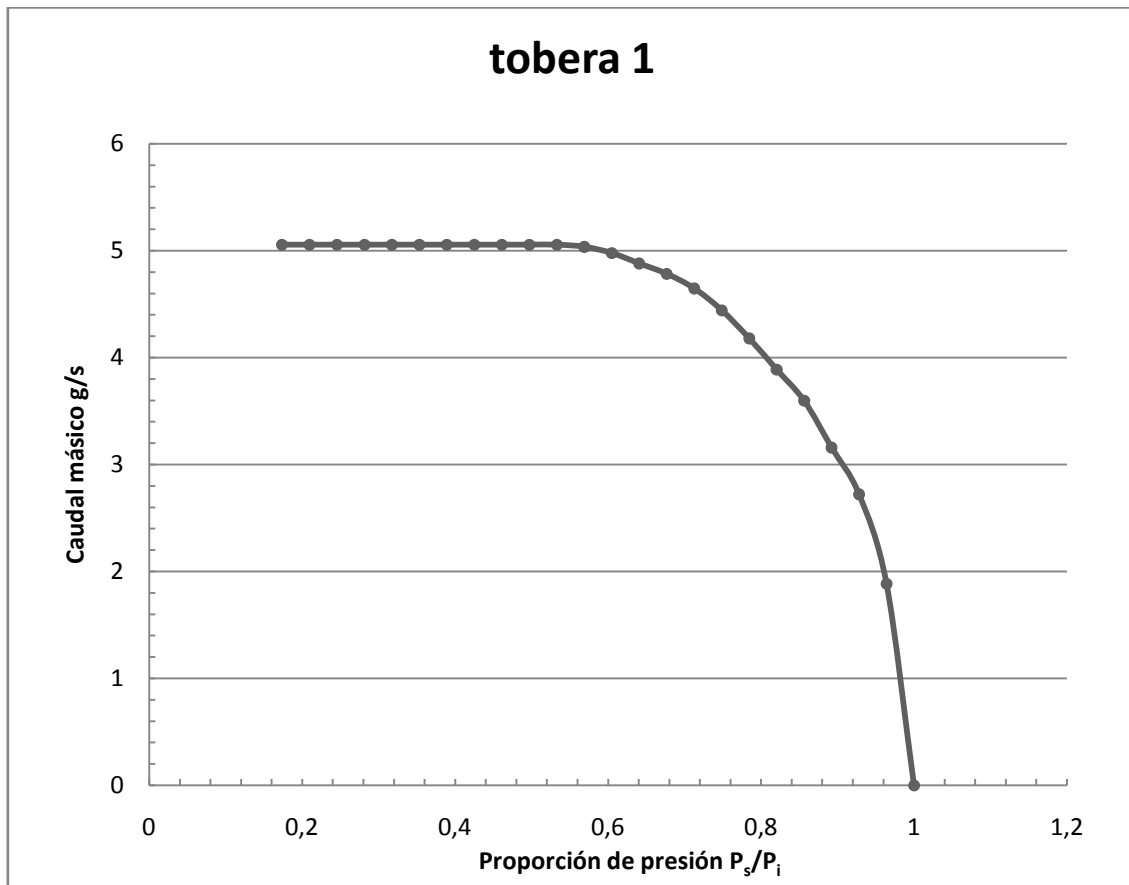
Toma de datos experimentales

Para una presión de ingreso de 600 KPa, las lecturas tomadas en la unidad para cada tobera se exponen a continuación:

Tobera 1

Tobera 1			Presión de ingreso 600 KPa	
Presión atmosférica 95,98 KPa		Temperatura 22,3°C	Factor corrección Flujómetro 0,972	
Contrapresión (medida) KPa	Contrapresión (absoluta) KPa	Proporción de presión general	Caudal másico (corregido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s	Caudal másico (medido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s
600	695,98	1	0	0
575	670,98	0,96	1,89	1,94
550	645,98	0,93	2,72	2,80
525	620,98	0,89	3,16	3,25
500	595,98	0,86	3,60	3,70
475	570,98	0,82	3,89	4,00
450	545,98	0,78	4,18	4,30
425	520,98	0,75	4,44	4,57
400	495,98	0,71	4,65	4,78
375	470,98	0,68	4,78	4,92
350	445,98	0,64	4,88	5,02
325	420,98	0,60	4,98	5,12
300	395,98	0,57	5,03	5,18
275	370,98	0,53	5,05	5,20
250	345,98	0,50	5,05	5,20
225	320,98	0,46	5,05	5,20
200	295,98	0,42	5,05	5,20
175	270,98	0,39	5,05	5,20
150	245,98	0,35	5,05	5,20
125	220,98	0,32	5,05	5,20
100	195,98	0,28	5,05	5,20
75	170,98	0,25	5,05	5,20
50	145,98	0,21	5,05	5,20
25	120,98	0,17	5,05	5,20

A continuación se muestra la representación de la relación caudal másico con la proporción de presión de la tobera 1.



Al principio del experimento, cuando la presión de ingreso y de salida son iguales la válvula de salida está completamente cerrada y, por tanto, el flujo másico es nulo. En esta situación nos encontramos en condiciones de remanso. A continuación mantenemos la presión de ingreso fija y vamos cerrando la válvula de salida disminuyendo así el valor de la contrapresión de 25 en 25 KPa.

Para altos valores de P_s/P_i , la tobera actúa como un venturi subsónico, ocurriendo una suave expansión dentro de la tobera y un sostenido incremento en el caudal másico hasta que se alcanzan las condiciones críticas en la garganta, $P_t/P_i = 0,528$, (siendo P_t la presión en la garganta), momento en el cual, la tobera se encuentra asfixiada. Observando el gráfico, se ve que la tobera se estrangula con una relación de presiones de 0,53, valor muy similar al teórico para flujo isoentrópico, 0,528.

Desde $P_s/P_i = 1$ hasta $P_s/P_i = 0,53$, la tobera opera en condiciones de diseño, es decir la expansión ocurre dentro de la tobera.



Cuando $P_s/P_i < 0,528$, la tobera esta en sub-expansión, es decir, la expansión se completa fuera de la tobera permaneciendo inalteradas las condiciones en la garganta, dicha expansión es supersónica.

Cuando la proporción de presiones es menor que la crítica la tobera está asfixiada y se tiene un gasto másico máximo, que como se aprecia en la gráfica es de:

$$\dot{m}_{max} = 5,05 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

Ahora calculamos el valor teórico del flujo másico máximo:

$$\dot{m}_{max} = \frac{0.685 \cdot A^* \cdot P_i}{(R_{aire} \cdot T_i)^{\frac{1}{2}}} = \frac{0,685 \cdot 0,001^2 \cdot \pi \cdot 695980}{(287 \cdot 295,45)^{\frac{1}{2}}} = 5,14 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

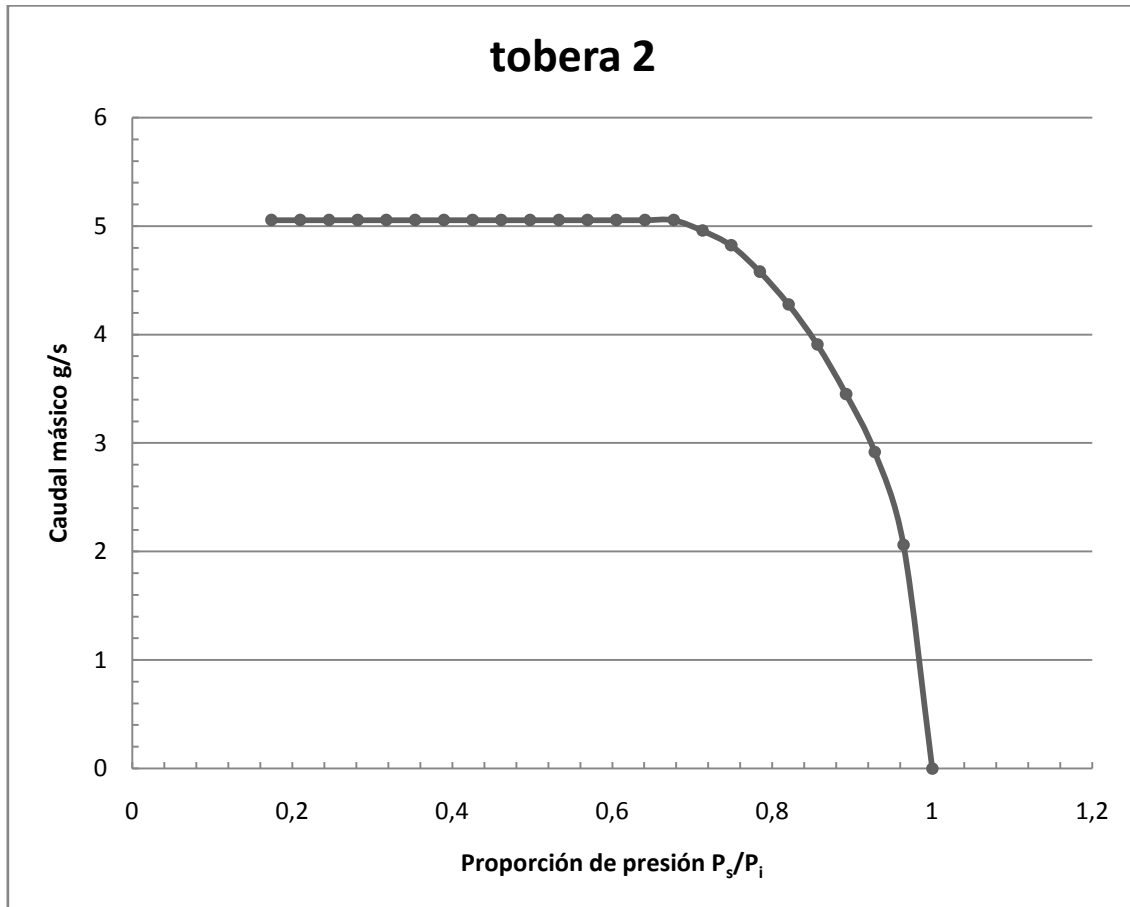
El valor teórico es ligeramente diferente que el experimental, esto es debido a que el análisis teórico se basa en un flujo unidimensional y no se consideran los fenómenos existentes en la realidad.



Tobera 2

Tobera 2			Presión de ingreso 600 KPa	
Presión atmosférica 95,98 KPa		Temperatura 22,3°C	Factor corrección Flujómetro 0,972	
Contrapresión (medida) KPa	Contrapresión (absoluta) KPa	Proporción de presión general	Caudal másico (corregido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s	Caudal másico (medido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s
600	695,98	1	0	0
575	670,98	0,96	2,06	2,12
550	645,98	0,93	2,92	3,00
525	620,98	0,89	3,45	3,55
500	595,98	0,86	3,91	4,02
475	570,98	0,82	4,28	4,40
450	545,98	0,78	4,58	4,71
425	520,98	0,75	4,82	4,96
400	495,98	0,71	4,96	5,10
375	470,98	0,68	5,05	5,20
350	445,98	0,64	5,05	5,20
325	420,98	0,60	5,05	5,20
300	395,98	0,57	5,05	5,20
275	370,98	0,53	5,05	5,20
250	345,98	0,50	5,05	5,20
225	320,98	0,46	5,05	5,20
200	295,98	0,42	5,05	5,20
175	270,98	0,39	5,05	5,20
150	245,98	0,35	5,05	5,20
125	220,98	0,32	5,05	5,20
100	195,98	0,28	5,05	5,20
75	170,98	0,25	5,05	5,20
50	145,98	0,21	5,05	5,20
25	120,98	0,17	5,05	5,20

A continuación se muestra la representación de la relación caudal másico con la proporción de presión de la tobera 2.



En esta y en las demás toberas se opera de la misma manera que en la anterior, siendo nulo el caudal másico inicial y conforme disminuimos la contrapresión, el valor del flujo másico va aumentando hasta llegar a su máximo.

El hecho de tener esta tobera un pequeño tramo divergente a continuación del convergente, repercute en el valor de la presión a lo largo de la tobera. Produciendo esto que se alcancen las condiciones sónicas en la garganta antes de llegar a la relación de presiones de diseño.

Como en la tobera anterior y en las demás toberas, para altos valores de P_s/P_i , la tobera actúa como un venturi sub-sónico y el caudal másico toma valores menores que en condiciones de asfixia, ya que la relación de presiones en la garganta (P_t/P_i) es mayor que el valor crítico. Como se observa en la gráfica, las condiciones sónicas en la garganta se alcanzan para una relación de presiones $P_s/P_i \approx 0,68$, mucho menor que la proporción de presiones de diseño, que es de 0,260.

Cuando la tobera opera en condiciones de diseño ($P_s/P_i = 0,260$), el flujo divergente es enteramente supersónico, esta situación se denomina tobera adaptada.



Para valores de relación de presiones comprendidos entre 0,68 y 0,260 el gasto másico sigue siendo máximo, pero aparecen ondas de choque normales en el lugar adecuado de la sección divergente, dando lugar a un difusor subsónico que lleve la presión al valor correcto, produciéndose así la expansión dentro de la tobera.

Las ondas de choque aparecen más cerca de la salida de la tobera a medida que nos acercamos a la relación de presiones de diseño.

Cuando P_s/P_i es menor que el valor de diseño (0,260) la expansión se completa fuera de la tobera de manera descontrolada, tal fenómeno se conoce con el nombre de sub-expansión.

En la gráfica observamos el valor del flujo másico máximo, que nos indica que la tobera esta estrangulada:

$$\dot{m}_{max} = 5,05 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

Ahora calculamos el valor teórico del flujo másico máximo:

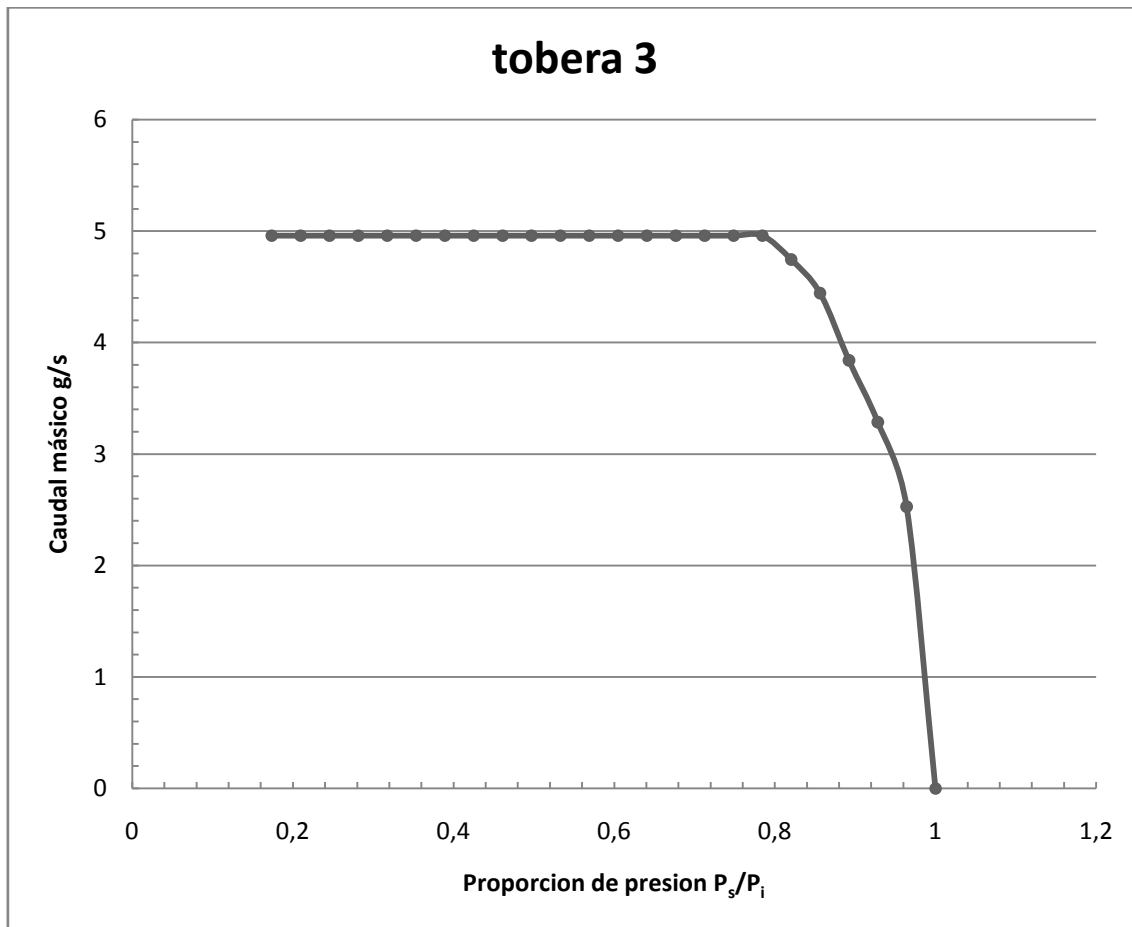
$$\dot{m}_{max} = \frac{0,685 \cdot A^* \cdot P_i}{(R_{aire} \cdot T_i)^{\frac{1}{2}}} = \frac{0,685 \cdot 0,001^2 \cdot \pi \cdot 695980}{(287 \cdot 295,45)^{\frac{1}{2}}} = 5,14 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

Como en la tobera anterior el valor teórico es diferente que el experimental y se debe a lo expuesto en la anterior tobera.

Tobera 3

Tobera 3			Presión de ingreso 600 KPa	
Presión atmosférica 95,98 KPa		Temperatura 22,3°C	Factor corrección Flujómetro 0,972	
Contrapresión (medida) KPa	Contrapresión (absoluta) KPa	Proporción de presión general	Caudal másico (corregido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s	Caudal másico (medido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s
600	695,98	1	0	0
575	670,98	0,96	2,53	2,60
550	645,98	0,93	3,28	3,38
525	620,98	0,89	3,84	3,95
500	595,98	0,86	4,44	4,57
475	570,98	0,82	4,74	4,88
450	545,98	0,78	4,96	5,10
425	520,98	0,75	4,96	5,10
400	495,98	0,71	4,96	5,10
375	470,98	0,68	4,96	5,10
350	445,98	0,64	4,96	5,10
325	420,98	0,60	4,96	5,10
300	395,98	0,57	4,96	5,10
275	370,98	0,53	4,96	5,10
250	345,98	0,50	4,96	5,10
225	320,98	0,46	4,96	5,10
200	295,98	0,42	4,96	5,10
175	270,98	0,39	4,96	5,10
150	245,98	0,35	4,96	5,10
125	220,98	0,32	4,96	5,10
100	195,98	0,28	4,96	5,10
75	170,98	0,25	4,96	5,10
50	145,98	0,21	4,96	5,10
25	120,98	0,17	4,96	5,10

A continuación se muestra la representación de la relación caudal másico con la proporción de presión de la tobera 3.



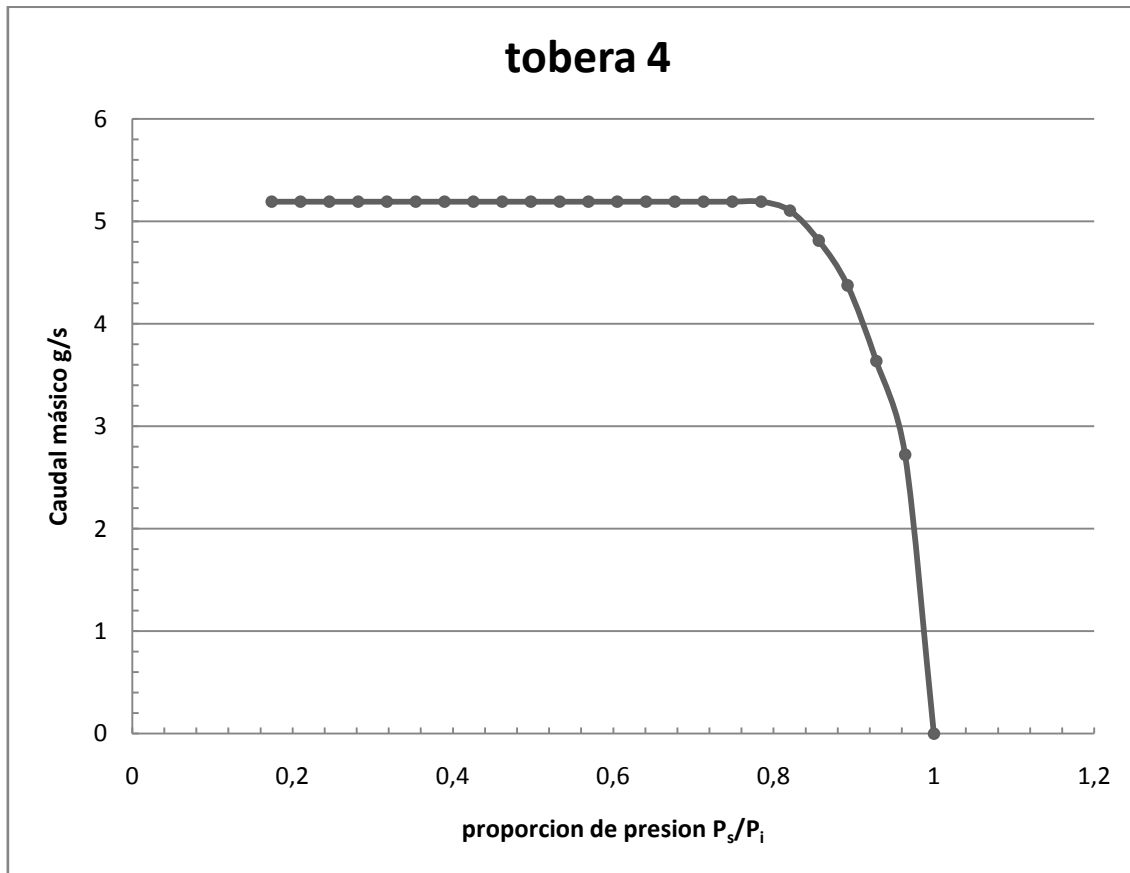
En esta tobera ocurre lo mismo que en la anterior, se puede aplicar lo expuesto en la tobera 2 con los datos de la tobera 3, que son:

- Relación de presiones de diseño, $P_s/P_i = 0,185$
- Flujo másico máximo, $\dot{m}_{max} = 4,96 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$

**Tobera 4**

Tobera 4			Presión de ingreso 600 KPa	
Presión atmosférica 95,98 KPa		Temperatura 22,3°C	Factor corrección Flujómetro 0,972	
Contrapresión (medida) KPa	Contrapresión (absoluta) KPa	Proporción de presión general	Caudal másico (corregido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s	Caudal másico (medido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s
600	695,98	1	0	0
575	670,98	0,96	2,72	2,80
550	645,98	0,93	3,63	3,74
525	620,98	0,89	4,37	4,50
500	595,98	0,86	4,81	4,95
475	570,98	0,82	5,10	5,25
450	545,98	0,78	5,19	5,34
425	520,98	0,75	5,19	5,34
400	495,98	0,71	5,19	5,34
375	470,98	0,68	5,19	5,34
350	445,98	0,64	5,19	5,34
325	420,98	0,60	5,19	5,34
300	395,98	0,57	5,19	5,34
275	370,98	0,53	5,19	5,34
250	345,98	0,50	5,19	5,34
225	320,98	0,46	5,19	5,34
200	295,98	0,42	5,19	5,34
175	270,98	0,39	5,19	5,34
150	245,98	0,35	5,19	5,34
125	220,98	0,32	5,19	5,34
100	195,98	0,28	5,19	5,34
75	170,98	0,25	5,19	5,34
50	145,98	0,21	5,19	5,34
25	120,98	0,17	5,19	5,34

A continuación se muestra la representación de la relación caudal másico con la proporción de presión de la tobera 4.



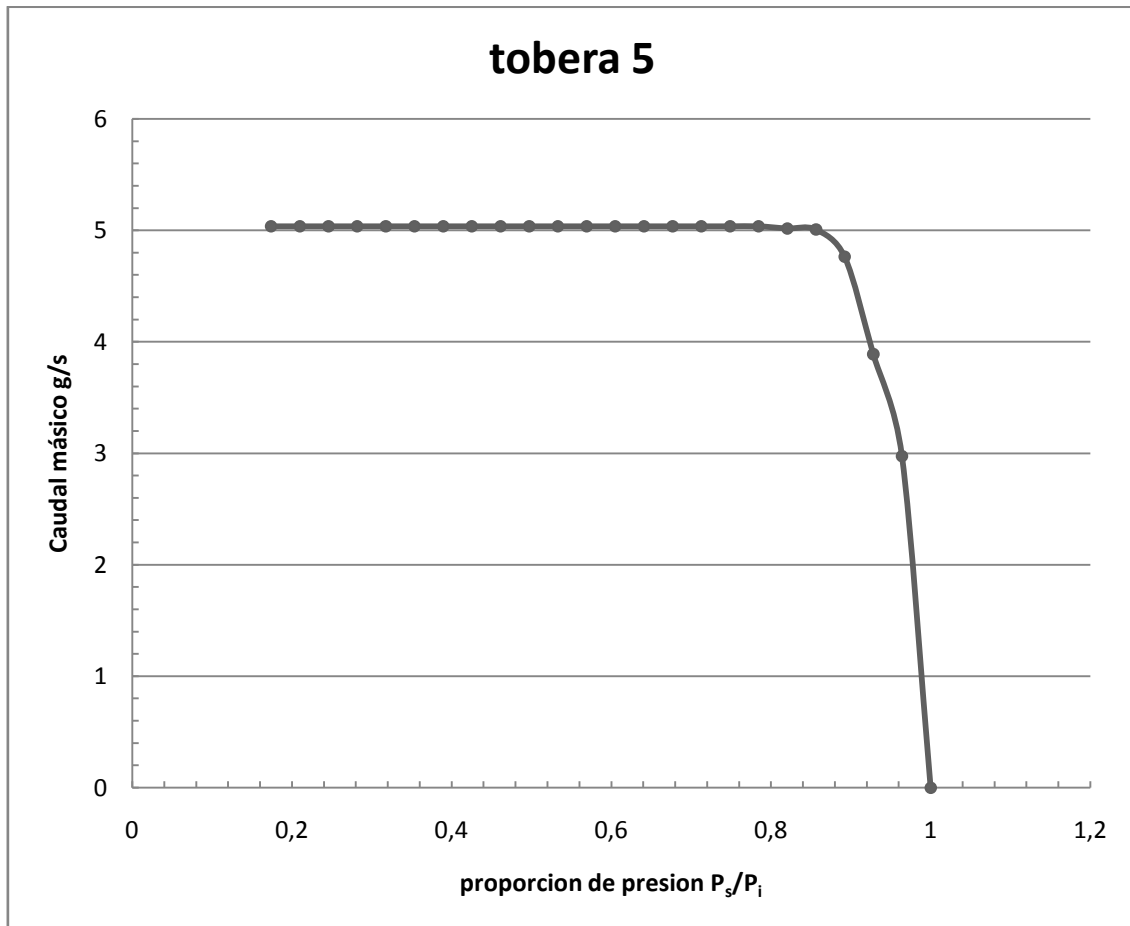
En esta tobera ocurre lo mismo que en las anteriores toberas convergente-divergentes, se puede aplicar lo expuesto en la tobera 2 con los datos de la tobera 4, que son:

- Relación de presiones de diseño, $P_s/P_i = 0,140$
- Flujo másico máximo, $\dot{m}_{max} = 5,19 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$

**Tobera 5**

Tobera 5			Presión de ingreso 600 KPa	
Presión atmosférica 95,98 KPa		Temperatura 22,3°C	Factor corrección Flujómetro 0,972	
Contrapresión (medida) KPa	Contrapresión (absoluta) KPa	Proporción de presión general	Caudal másico (corregido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s	Caudal másico (medido) $\cdot 10^{-3}$ Kg/s
600	695,98	1	0	0
575	670,98	0,96	2,97	3,06
550	645,98	0,93	3,89	4,00
525	620,98	0,89	4,76	4,90
500	595,98	0,86	5,00	5,15
475	570,98	0,82	5,015	5,16
450	545,98	0,78	5,03	5,18
425	520,98	0,75	5,03	5,18
400	495,98	0,71	5,03	5,18
375	470,98	0,68	5,03	5,18
350	445,98	0,64	5,03	5,18
325	420,98	0,60	5,03	5,18
300	395,98	0,57	5,03	5,18
275	370,98	0,53	5,03	5,18
250	345,98	0,50	5,03	5,18
225	320,98	0,46	5,03	5,18
200	295,98	0,42	5,03	5,18
175	270,98	0,39	5,03	5,18
150	245,98	0,35	5,03	5,18
125	220,98	0,32	5,03	5,18
100	195,98	0,28	5,03	5,18
75	170,98	0,25	5,03	5,18
50	145,98	0,21	5,03	5,18
25	120,98	0,17	5,03	5,18

A continuación se muestra la representación de la relación caudal másico con la proporción de presión de la tobera 5



En esta tobera ocurre lo mismo que en las anteriores toberas convergente-divergentes, se puede aplicar lo expuesto en la tobera 2 con los datos de la tobera 5, que son:

- Relación de presiones de diseño, $P_s/P_i = 0,100$
- Flujo másico máximo, $\dot{m}_{max} = 5,03 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$

Práctica 2: DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UN *ARIETE HIDRÁULICO*

OBJETIVO

Determinar el rendimiento de un ariete hidráulico en condiciones óptimas de funcionamiento.

Calcular el coeficiente K de pérdidas secundarias en la válvula de aguja.

FUNDAMENTO TEÓRICO

A continuación se van a explicar los conceptos teóricos necesarios para la comprensión de la práctica.

- **El ariete hidráulico:**

El ariete es un sistema de bombeo que funciona aprovechando la energía hidráulica, sin requerir ninguna otra energía externa. Mediante este sistema se consigue elevar parte del agua a una altura que puede llegar a ser 20 veces superior.

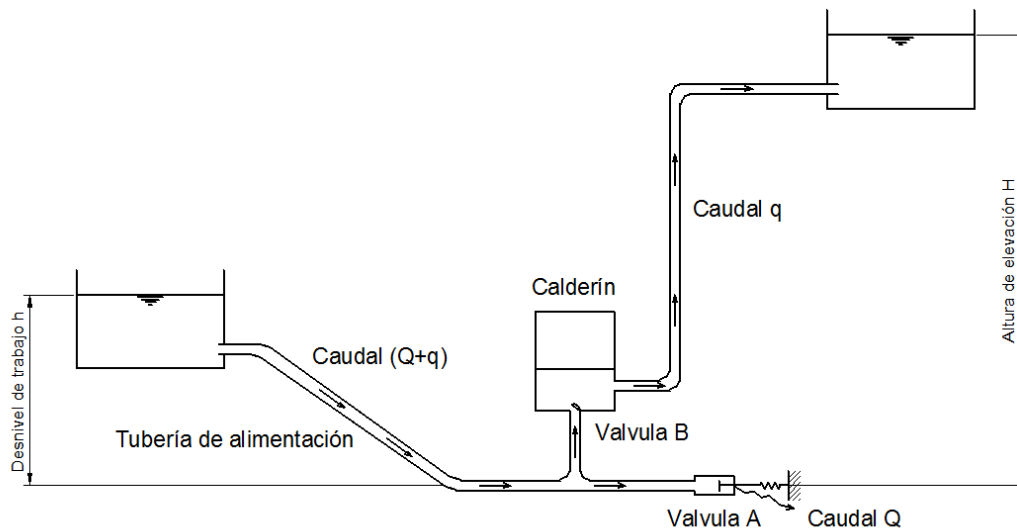


Figura 1: esquema de un ariete hidráulico

El funcionamiento es el siguiente: el agua se acelera a lo largo de la tubería de alimentación hasta alcanzar un determinado caudal en el cual se cierra la válvula. Se puede cambiar este caudal simplemente regulando la tensión de la pletina o muelle. Como consecuencia de este cierre repentino de la válvula A, se crea una sobrepresión (golpe de ariete) ejercida por el agua que se encontraba en movimiento y es detenida

repentinamente. Así se abre la válvula antiretorno B, y pasa agua al calderín hasta que se igualan las presiones. Dentro del calderín hay aire comprimido con el fin de amortiguar la entrada de agua, de no ser así el agua entrante chocaría con una gran columna de agua que se encontraría en la tubería de elevación y el ariete no bombearía agua. Al equilibrarse las presiones se cierra la válvula B, se abre la válvula A, y el ciclo se repite de nuevo. Del caudal que se extrae del depósito inicial, una parte Q se escapa por la válvula A, y otra parte q es la que se bombea.

Por razones de espacio y comodidad, en el ariete hidráulico disponible en el laboratorio la altura del depósito de alimentación se simula regulando la presión del depósito y no se va a utilizar un depósito de elevación, sino que la diferencia de altura se simulará mediante una válvula de aguja, que proporciona una pérdida de presión, ya que la presión en el calderín será bastante mayor que en el depósito de alimentación. Tanto el agua del depósito de elevación como el que sale por el desagüe vuelven al depósito de alimentación formando un circuito cerrado.

- **Golpe de ariete:**

El golpe de ariete es un fenómeno que se produce en los conductos al cerrar o abrir una válvula, al poner en marcha o parar una máquina hidráulica, o también al disminuir bruscamente el caudal, y que se traduce en una variación de la presión interna en la tubería. Dicha variación de presión puede ser por debajo o por encima de la presión de trabajo. Se trata de un fenómeno transitorio y por tanto de régimen variable, en el que la tubería ya no es rígida y el líquido es compresible.

Explicación del fenómeno:

La **Figura 2** representa una tubería de longitud L , espesor e y diámetro interior D por la que circula agua proveniente de un depósito aguas arriba y que termina en una válvula en su extremo derecho. Si se cierra ésta rápidamente, en virtud del principio de conservación de la energía, al disminuir la energía cinética, ésta se va transformando en un trabajo de compresión del fluido que llena la tubería así como en un trabajo necesario para dilatar esta última: golpe de ariete positivo. Por el contrario, al abrir rápidamente una válvula se puede producir una depresión: golpe de ariete negativo.

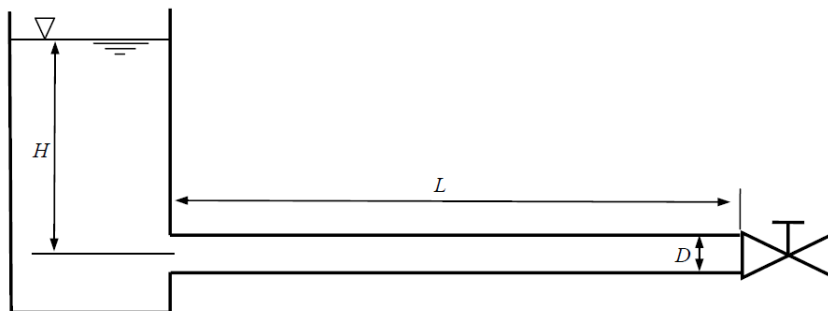


Figura 2: cierre de válvula en una conducción



Aunque es físicamente imposible cerrar una válvula instantáneamente, el estudio inicial del caso de cierre instantáneo ayuda a comprender el estudio de los casos reales. Así, al cerrarse instantáneamente la válvula de la *Figura*, el *frenazo* provoca una sobrepresión ΔP que se transmite aguas arriba a la velocidad del sonido, a . En la zona por donde ha pasado la onda, el flujo se ha detenido, el fluido se ha comprimido y la tubería expandido, mientras que donde aún no ha llegado, las condiciones siguen siendo las iniciales. De esta forma, se ha creado una onda elástica, una onda de presión que se propaga por la tubería, se refleja en el depósito, vuelve a la válvula y de nuevo al depósito, así sucesivamente, originando sobrepresiones y depresiones en la tubería, la cual se dilata o contrae al paso de la onda. Si la longitud de la tubería se denota como L , entonces el tiempo que tarda la onda en recorrer la distancia entre la válvula y el depósito es: $t_0 = L/a$. Al cabo de un tiempo $T = 4t_0 = 4L/a$ el ciclo se repite. Evidentemente, una situación ideal como esta conduciría a un bucle infinito. El proceso se repetiría indefinidamente si no existiera rozamiento en la tubería. En un caso real con rozamiento, el fenómeno se va amortiguando con el tiempo.

A continuación se detalla el proceso del golpe de ariete instantáneo durante un ciclo completo. La explicación se complementa con la evolución gráfica de la **Figura 3**.

- (1) *No hay perturbación*. Régimen permanente. El líquido en la tubería se desplaza con velocidad v desde el depósito a la válvula. Diámetro de la tubería normal, D .
- (2) *Tiempo 0*. La válvula se cierra instantáneamente. La velocidad del líquido se anula a partir de la válvula, no instantáneamente, en toda la tubería.
- (3) *Tiempo $t_0 = 0,5L/a$* . La onda de presión se ha propagado hacia el embalse con celeridad a y el frente de onda ha llegado a la mitad de la tubería. Mitad derecha de la tubería dilatada por la sobrepresión. Mitad izquierda, diámetro normal. En esa mitad izquierda el agua sigue circulando con velocidad v hacia la válvula. En la mitad derecha, $v=0$. El fluido se ha comprimido en contra de la válvula.
- (4) *Tiempo $t_0 = L/a$* . La onda de presión ha llegado al depósito. En toda la tubería el líquido está en reposo, $v=0$, pero no en equilibrio, pues se encuentra comprimido. Toda la tubería está dilatada. Como un resorte que se recupera tras la compresión, el agua de la tubería comienza a moverse con velocidad v , pero dirigida en sentido contrario, hacia el embalse. El líquido comienza a ponerse en movimiento justo en la zona inmediatamente después de la unión tanque-tubería.
- (5) *Tiempo $t_0 = 1,5L/a$* . La mitad izquierda de la tubería se ha contraído a su diámetro normal. La onda sigue propagándose hacia la derecha con velocidad a . En la mitad izquierda de la tubería el fluido circula con velocidad v .
- (6) *Tiempo $t_0 = 2L/a$* . Diámetro de toda la tubería normal. Todo el fluido de la tubería en movimiento desde la válvula hacia el embalse con velocidad v . No hay sobrepresión en ninguna parte de la tubería, pero por la inercia, la presión continúa disminuyendo, la onda elástica se sigue propagando, ahora con

- depresión desde la válvula hacia el embalse con la velocidad a : el diámetro de la tubería irá disminuyendo por debajo de su diámetro normal.
- (7) *Tiempo* $t_0 = 2,5L/a$. La depresión ha alcanzado la mitad de la tubería. La mitad de la derecha contiene agua en reposo y a una presión por debajo de lo normal. El diámetro de la tubería en esta mitad es inferior al normal.
- (8) *Tiempo* $t_0 = 3L/a$. El agua en toda la tubería está en reposo; pero no en equilibrio, y el agua inicia su movimiento desde el embalse a la válvula con velocidad v dirigida hacia la derecha. La depresión reina en toda la tubería. El diámetro de toda la tubería es inferior al normal.
- (9) *Tiempo* $t_0 = 3,5L/a$. En la mitad izquierda de la tubería el fluido está en movimiento con velocidad v hacia la válvula. En la mitad derecha, el líquido continúa en reposo y en depresión. El diámetro de la parte izquierda es normal. El de la mitad derecha menor que el normal; a y v tienen el mismo sentido.
- (10) *Tiempo* $t_0 = 4L/a$. Diámetro de la tubería normal. Todo el fluido en movimiento con velocidad v hacia la válvula. Todo igual que el tiempo 0, así que efectivamente el período de este movimiento es cuatro veces t_0 .

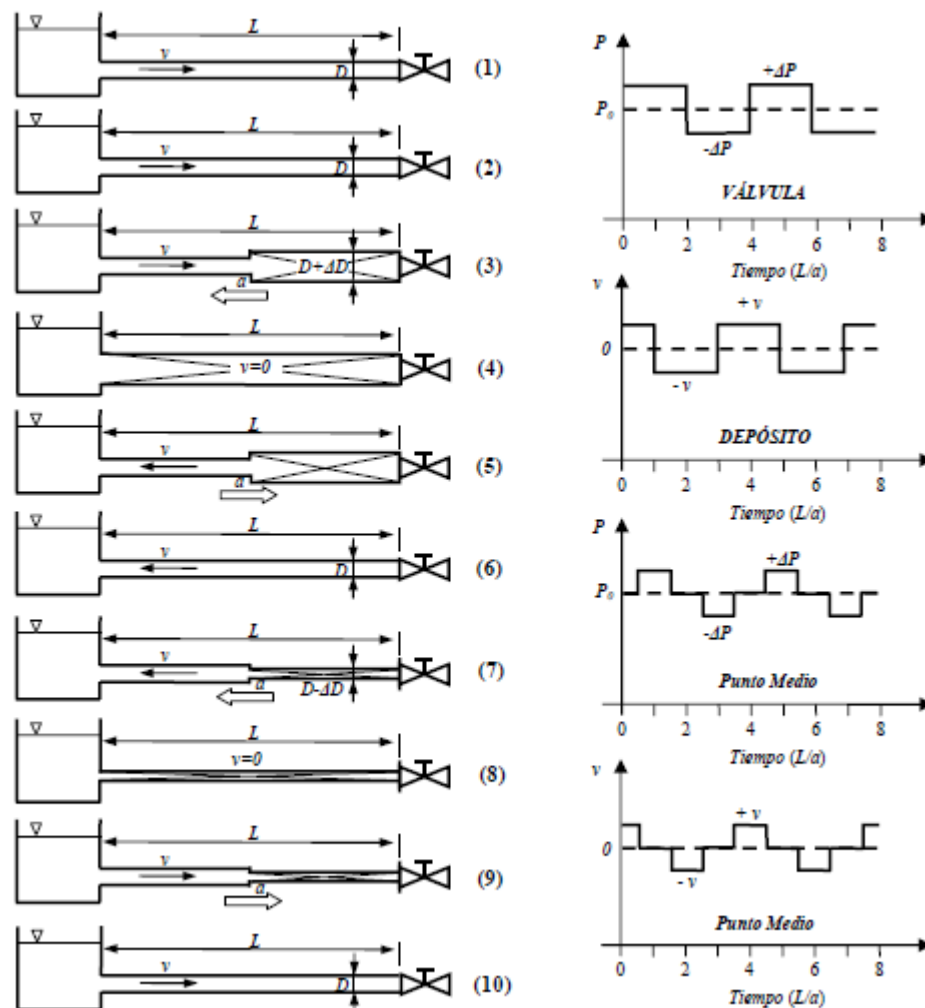


Figura 3: ciclo completo de un golpe de ariete

Tiempo de cierre:

El cálculo de la sobrepresión depende del tiempo de cierre, t_c de la válvula. Con anterioridad se ha hablado de cierre instantáneo de la válvula, pero éste en la práctica es gradual, con lo que la onda no presenta un frente brusco sino una rampa de mayor o menor pendiente según se tarde más o menos en cerrar. A pesar de ello, el incremento final de presión es el mismo, a no ser que haya tiempo suficiente para que las sobrepresiones iniciales viajen hasta el depósito y regresen. Por tanto, el cierre puede ser:

- Rápido: $0 < t_c < 2t_0$. La presión máxima es la misma que en el cierre instantáneo; aunque la curva de presiones en la tubería en función del tiempo sea distinta. En el cierre rápido una onda de presión no tiene tiempo de ir al estanque, reflejarse y volver a la válvula, antes de que termine medio ciclo.
- Lento: $t_c > 2t_0$. La presión máxima es menor que en el caso precedente. Este último caso es más frecuente en la práctica. En definitiva, el tiempo de cierre es, por tanto, un factor fundamental para la reducción de la intensidad del golpe de ariete.

• Rendimiento de un ariete hidráulico:

El rendimiento de un ariete hidráulico depende de la altura del depósito de alimentación, la altura de elevación, el caudal bombeado y el caudal que se envía al ariete. Al aumentar la altura de elevación disminuirá el caudal y por tanto también el rendimiento, pero dicho rendimiento no es muy relevante en una instalación de golpe de ariete, ya que funciona ininterrumpidamente y no produce ningún gasto para su accionamiento y funcionamiento. Se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\eta = \frac{(H - h) \cdot q \cdot \rho \cdot g}{h \cdot (Q - q) \cdot \rho \cdot g} \quad (1)$$

Simplificando obtenemos:

$$\eta = \frac{(H - h) \cdot q}{h \cdot (Q - q)} \quad (2)$$

Siendo:

- η Rendimiento.
- h Altura del depósito de alimentación (presión en el depósito de alimentación).
- H Altura del depósito de elevación (presión en el calderín).
- q Caudal bombeado por la tubería de elevación.
- $Q-q$ Caudal bombeado por la bomba.

• **Ecuación de la energía en conducciones y pérdidas de carga:**

Debido a que en la práctica se debe calcular el coeficiente k de pérdidas de carga en la válvula de aguja es necesario saber algunos conceptos teóricos sobre conducciones y pérdidas de carga.

Como se aprecia en la **Figura 4**, a lo largo de una conducción el flujo va perdiendo energía a causa del rozamiento ($H_1 > H_2$).

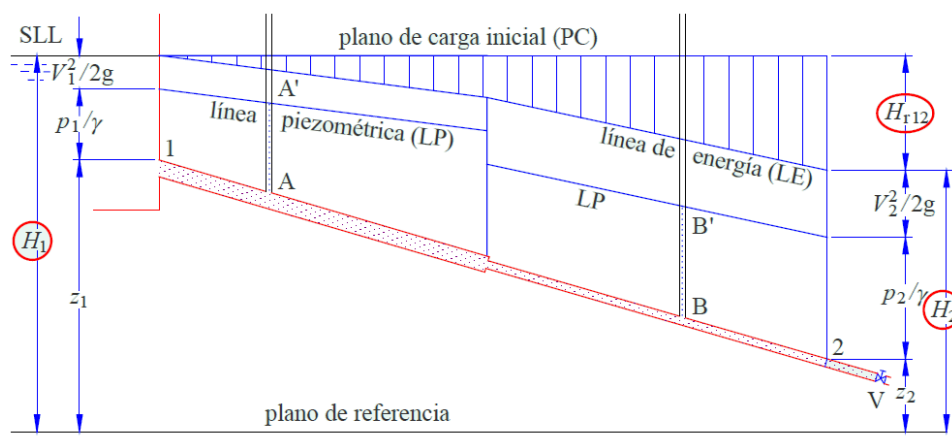


Figura 4: energía de un flujo líquido

La siguiente ecuación expresa la ecuación de la energía en metros de columna de líquido:

$$\frac{V_1^2}{2 \cdot g} + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + z_1 = \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + z_2 + H_{r12} \quad (3)$$

Siendo:

$\frac{V^2}{2 \cdot g}$	Altura cinética (desnivel entre la línea de energía LE y la línea piezométrica LP).
$\frac{P}{\rho \cdot g}$	Altura de presión (desnivel entre la línea piezométrica LP y el conducto).
z	Altura de posición respecto a un plano de referencia).

H_r Pérdida de carga (desnivel entre el plano de referencia).

$\frac{P}{\rho \cdot g} + z$ Altura piezométrica.

Para calcular las pérdidas de carga primarias en una conducción se utiliza la ecuación de pérdidas de carga en tuberías o ecuación de Darcy-Weissbach, que es la siguiente:

$$H_r = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (4)$$

Siendo:

f Coeficiente de fricción en tuberías, es adimensional.



L	Longitud de la tubería.
D	Diámetro de la tubería.
V	Velocidad del agua.

El coeficiente de fricción f depende de la viscosidad del fluido (ν) y por tanto del número de Reynolds; la longitud y la velocidad características para medir éste van a ser el diámetro y la velocidad media respectivamente:

$$Re_D = \frac{D \cdot V}{\nu} \quad (5)$$

Si la tubería se comporta como rugosa, las protuberancias que sobresalen de la subcapa laminar quedan afectadas de la viscosidad de turbulencia, en mayor o menor grado dependiendo de la altura de rugosidad k ; en tal caso, el coeficiente f depende también de k , o adimensionalmente de k/D (rugosidad relativa). Así pues, en general:

$$f = f\left(Re_D, \frac{k}{D}\right) \quad (6)$$

A la hora de calcular el coeficiente de fricción f se debe comprobar si nos encontramos en régimen laminar o turbulento, ya que la forma de calcularlo es diferente. Para ello Osborne Reynolds calculó el número crítico de Reynolds, por debajo del cual el régimen es laminar y por encima turbulento. Dicho número es: $Re_D \approx 2300$.

Para valorar el coeficiente de fricción f podemos utilizar las expresiones siguientes:

1) Régimen laminar:

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (7)$$

2) Régimen turbulento: utilizaremos la fórmula de Colebrook, con influencia de la rugosidad relativa y del número de Reynolds:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (8)$$

En un sistema de tuberías, además de las pérdidas por fricción estudiadas anteriormente, existen pérdidas locales o accidentales debidos a desprendimientos de la capa límite. Estas pueden originarse por:

- Ensanchamiento brusco o gradual de sección.
- Estrechamiento brusco o gradual de sección.
- Entrada o salida de tuberías.
- Válvulas.
- Codos y otros accesorios.

Si estas pérdidas aparecen distantes una de otra, tienen poca importancia pues generalmente son pequeñas. Las válvulas en cambio sí pueden originar pérdidas muy elevadas cuando están parcialmente cerradas.

Para el cálculo de estas pérdidas utilizaremos el método del coeficiente de pérdida:

El coeficiente de pérdida K es un adimensional tal, que multiplicado por la altura cinética $V^2/2g$ da la pérdida H_{ra} que origina el accesorio:

$$H_{ra} = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (9)$$

Las pérdidas de carga total, teniendo en cuenta la longitud de la tubería (L) y los accesorios ($K_1, K_2, K_3 \dots$), sería:

$$H_r = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (10)$$

- **Determinación del coeficiente k de pérdidas**

Como bien se ha comentado antes, un ariete hidráulico es una bomba hidráulica cíclica que utiliza la energía hidráulica de un fluido para subir una parte de ese fluido a un nivel superior. En una instalación de bombeo, la altura que da una bomba es igual a las pérdidas de carga más las pérdidas secundarias. En el caso que nos acontece, dichas pérdidas las provocamos mediante una válvula de aguja. La válvula de aguja estrangula la sección de paso y por ello aumenta la presión en el calderín, simulando la altura H a la que será bombeada el caudal q . En la **Figura 5** aparece esquematizado el circuito de elevación.

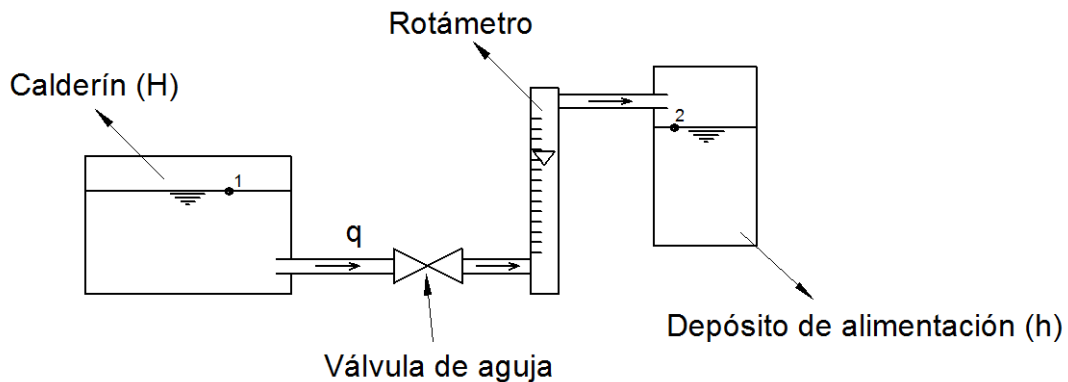


Figura 5: Circuito de elevación

Aplicando Bernoulli entre 1 y 2 y teniendo en cuenta las pérdidas tenemos:

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + H_{r12} + H_{s12} \quad (11)$$

De la ecuación anterior las velocidades son nulas y despreciamos la diferencia de cotas por ser ésta muy pequeña. Las pérdidas de carga las calcularemos con la ecuación de Darcy-Weissbach y en las pérdidas secundarias tendremos en cuenta las pérdidas en el rotámetro (0,09 m.c.a.) y las que se producen en la válvula de aguja.

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + \left(K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + 0.09 \right) \quad (12)$$

De la ecuación anterior, al ser los 3 tramos de tuberías de la misma sección, las velocidades que aparecen en la ec.2 son iguales, por tanto, expresaremos las velocidades en función del caudal q bombeado y de la sección de las tuberías. La suma de las longitudes de las 3 tuberías es $L=1,5$ m.

$$q = v \cdot S; \quad v = \frac{q}{S} = \frac{4 \cdot q}{\pi \cdot D^2} \quad (13)$$

En la ec.2 si sacamos factor común de la velocidad en el segundo miembro y expresándola en función del caudal q y del área según la ec.3 tenemos:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} - 0,09 = \frac{1}{2 \cdot g} \cdot \frac{16 \cdot q^2}{\pi^2 \cdot D^4} \cdot \left(f \cdot \frac{L}{D} + K \right) \quad (14)$$

Desarrollando:

$$\left(\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} - 0,09 \right) \cdot \frac{g \cdot \pi^2 \cdot D^4}{8 \cdot q^2} = f \cdot \frac{L}{D} + K \quad (15)$$

Despejando K:

$$K = \left(\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} - 0,09 \right) \cdot \frac{g \cdot \pi^2 \cdot D^4}{8 \cdot q^2} - f \cdot \frac{L}{D} \quad (16)$$

Siendo:

- P₁: Presión en el calderín, expresarlo en Pa
- P₂: Presión en el depósito de alimentación más la altura de columna de agua (Pa)
- D: Diámetro interior de las tuberías, siendo D=0.0065 m
- L: La suma de la longitud de las tres tuberías, L=1,5 m
- q: Caudal bombeado en m³/s
- f: Coeficiente de pérdidas primarias

Si se quiere, para simplificar los cálculos se puede despreciar las pérdidas de carga, por ser L pequeño, y las pérdidas secundarias en el rotámetro por la misma razón que antes. En ese caso, la ec.2 quedaría:

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (17)$$

Y si despejamos K de la ec.7:

$$K = \frac{P_1 - P_2}{\rho} \cdot \frac{\pi^2 \cdot D^4}{8 \cdot q^2} \quad (18)$$

MONTAJE EXPERIMENTAL

El equipo del que se dispone en el laboratorio viene representado en la **Figura 6:**

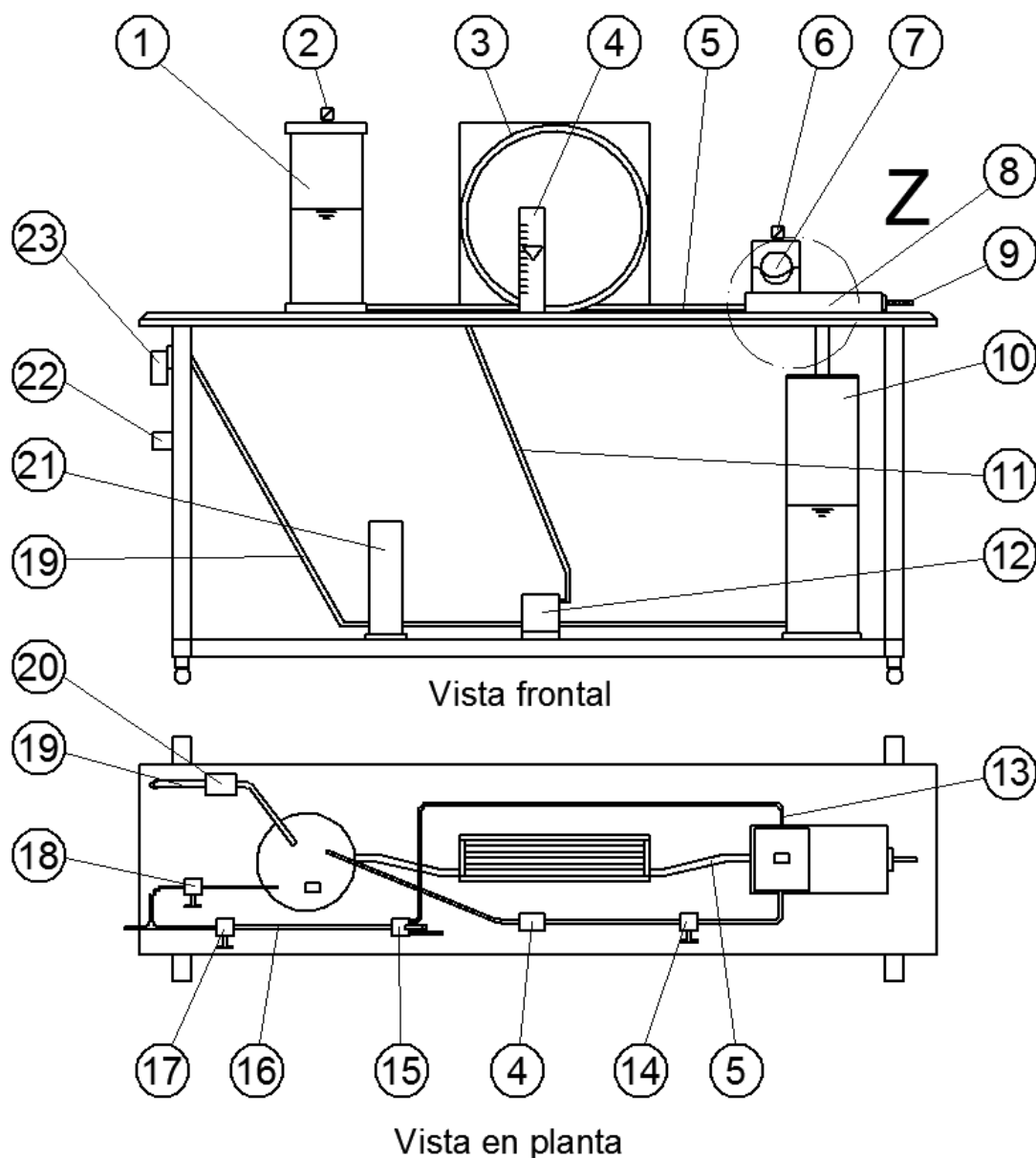


Figura 6: Plano conjunto

- | | |
|---------------------------------|---|
| 1) Depósito de alimentación | 13) Tubería de regulación de aire en el calderín |
| 2) Manómetro de la alimentación | 14) Válvula de aguja |
| 3) Bobina | 15) Válvula de 3 vías |
| 4) Rotámetro | 16) Tubería de aire comprimido |
| 5) Tubería de alimentación | 17) Regulador de presión de bomba y calderín |
| 6) Manómetro del calderín | 18) Regulador de presión del depósito de alimentación |
| 7) Calderín | 19) Tubería de realimentación |
| 8) Ariete | 20) Caudalímetro |
| 9) Micrómetro | 21) Amortiguador |
| 10) Depósito de desagüe | 22) Caja eléctrica |
| 11) Tubería de aire de la bomba | 23) Filtro de aire |
| 12) Bomba de realimentación | |

Detalle Z

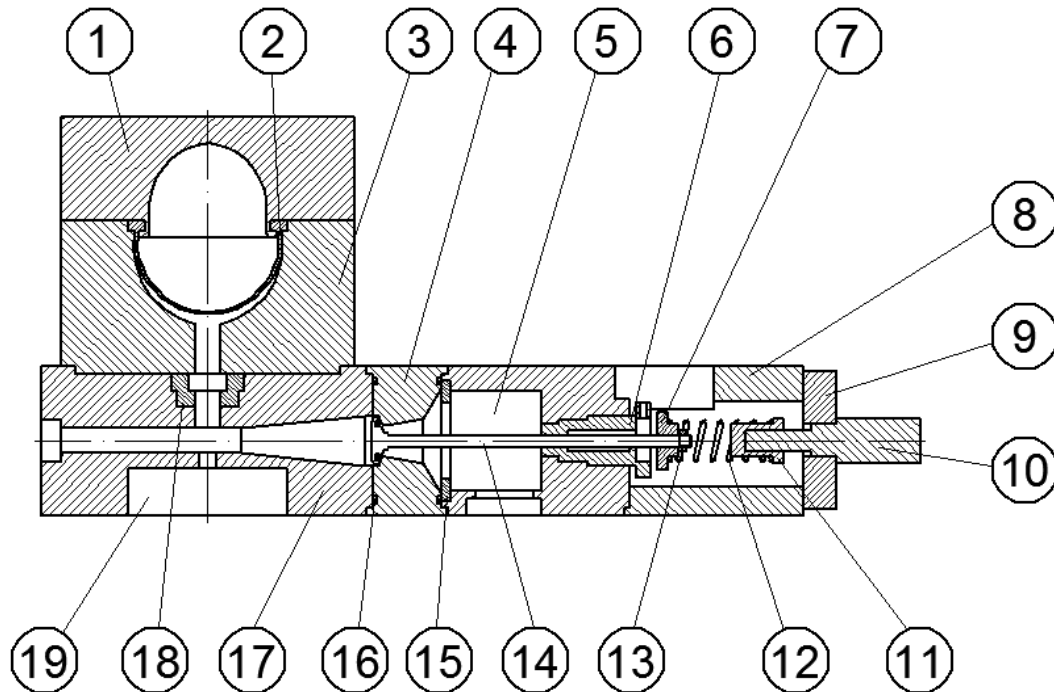


Figura 7: Corte del Ariete Hidráulico

- | | |
|------------------------------------|-----------------------------------|
| 1) Tapa superior calderín | 11) Apoyo del muelle |
| 2) Vejiga | 12) Muelle |
| 3) Tapa inferior calderín | 13) Tope del fin de carrera |
| 4) Soporte de válvula A | 14) Eje de válvula A |
| 5) Desagüe | 15) Apoyo del eje válvula A |
| 6) Regulador de carrera | 16) Junta tórica |
| 7) Fin de carrera de válvula A | 17) Caja de ariete |
| 8) Carcasa de regulador de cierre | 18) Válvula B (anti retorno) |
| 9) Sujeción de regulador de cierre | 19) Alojamiento sensor de presión |
| 10) Micrómetro | |

Para evitar el deterioro del equipo y asegurar su correcto funcionamiento, se deberá seguir las instrucciones para la puesta en marcha del ariete hidráulico por primera vez:

1. Hay que cerciorarse de que todas las conexiones se encuentran bien realizadas y todos los elementos están en su sitio. Se debe verificar también que el fin de carrera (3) de la **Figura 11** está bien apretado, de estar suelto, debe apretarse.

2. Se debe conectar el equipo a la toma de corriente y al circuito de aire comprimido del laboratorio.

3. Hay que rellenar el depósito de desagüe (10) de la **Figura 6** de agua hasta que este prácticamente lleno.

4. A continuación hay que dar presión al calderín (7) de la **Figura 6**, para ello se debe colocar la válvula de 3 vías (15) como en la **Figura 8** y regular la presión con el regulador de presión (2) de la **Figura 9**.



Figura 8: *Válvula de 3 vías*

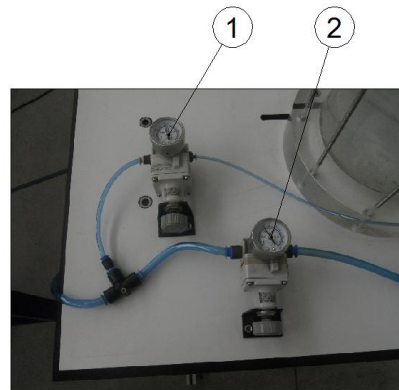


Figura 9: *Reguladores de presión*

5. Una vez presurizado el calderín hay que dar presión al depósito de alimentación (1) de la **Figura 6**, para ello se debe utilizar el regulador de presión (1) de la **Figura 9**. Con dicho regulador se simula el desnivel de trabajo h . Hay que recordar que dicha altura será la suma de la presión en el depósito de alimentación mas la altura de columna de agua.

6. A continuación se debe poner en funcionamiento la bomba (12) para llenar el depósito de alimentación, para ello hay que colocar la válvula de 3 vías (15) según aparece en la **Figura 10** y regular la presión de la bomba con el regulador de presión (2) de la **Figura 9**.

7. Lo siguiente que hay que hacer es colocar el regulador de carrera (1) que aparece en la **Figura 11** en su posición más extrema hacia la izquierda, para ello se debe introducir la varilla de metal (2) en los agujeros y hacer girar el regulador hasta que llegue a su tope. Esta será la posición de referencia del regulador de carrera.



Figura 10: Válvula de 3 vías

8. Antes de poner el equipo en funcionamiento se debe eliminar el aire que pueda haber en la tubería de alimentación (5) de la **Figura 6**. Para ello hay que mantener pulsado el fin de carrera de la válvula A (3) contra el regulador de carrera (1) de la **Figura 11**, de esta manera se eliminará el aire que pudiera haber en dicha tubería y se conseguirá poner en funcionamiento el ariete.

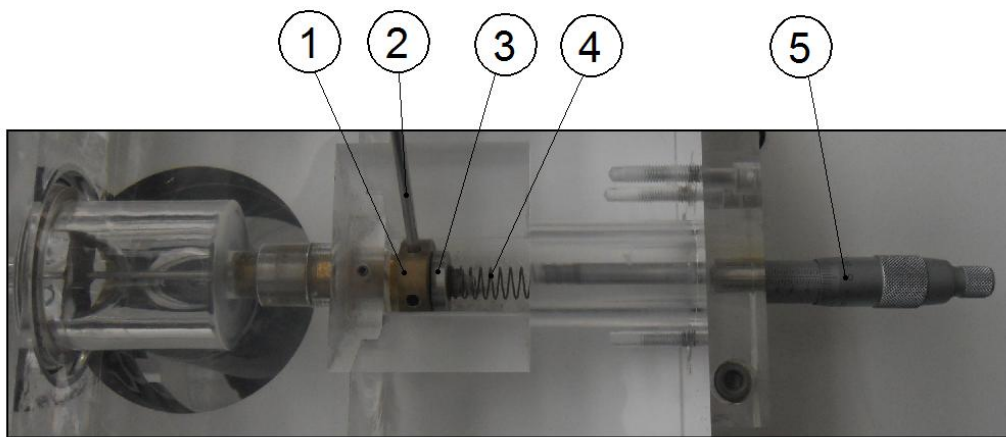


Figura 11: Detalle ariete

REALIZACIÓN DE LA PRÁCTICA

Una vez que el ariete esté en funcionamiento, para una determinada posición del micrómetro (5), regulador de carrera (1) de la **Figura 11** y con la válvula de aguja de la **Figura 12** completamente abierta, hay que anotar los valores de caudal del rotámetro (4), caudalímetro (20), presión en el calderín (7) y la presión en el depósito de alimentación (1) de la **Figura 6**. Hay que tener en cuenta que la presión en el depósito de alimentación es la suma de la presión en el manómetro (2) mas la altura de columna de agua. Se debe tratar de mantener constante la altura de la columna de agua.



Figura 12: Válvula de aguja

A continuación hay que ir cerrando la válvula de aguja de la **Figura 12**. Al estrangular la válvula de aguja varía la presión en el calderín H y el caudal q bombeado.



Hay que anotar todos los valores anteriores por cada incremento de 0,1 bar de presión en el calderín. Se observa que al estrangular la válvula de aguja aumenta la presión H en el calderín y disminuye el caudal q bombeado. Por tanto, al variar el caudal bombeado variará el caudal que sale por el desagüe. Para tratar de mantener constante la altura de columna de agua del depósito de alimentación se debe variar la presión de la bomba (12) de la **Figura 6** con el regulador de presión (2) de la **Figura 9**. En el momento en que no se puede mantener constante la altura de columna de agua se debe dejar de medir, ya que los valores que se obtienen en esos casos no son correctos.

TRABAJO A REALIZAR

1. Rellenar la tabla que se adjunta a continuación y calcular el rendimiento y el coeficiente K de la válvula de aguja.
2. Representar en un gráfico tridimensional las variables q (l/h), H (m) y η (%). para 2 posiciones del muelle y la válvula A. Para ello se debe utilizar un programa de cálculo numérico (matlab, mathematica, etc.)
3. Discusión de los resultados obtenidos.

Posición regulador de carrera (vueltas):			Posición micrómetro (mm):		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K

Se recomienda que se realice la práctica para las siguientes posiciones de regulador de carrera y micrómetro:

- N° de vueltas: 0, 1 ó 2, a partir de la posición de referencia.
- Micrómetro: entre 8 y 16 mm, con intervalos de 2 mm.



ANEXO

Se adjunta el cuerpo del programa para su representación en Matlab:

```
clc

clearall

closeall

H=xlsread('nombre del archivo excel.xls','Hoja1','B7:B14');
q=xlsread('nombre del archivo excel.xls','Hoja1','C7:C14');
r=xlsread('nombre del archivo excel.xls','Hoja1','K7:K14');

H=H*100/9.81;

fil=size(H);

col=size(q);

n=1;

for j=1:fil(1)

    n=1;

    for i=1:col(1)

        HH(i,j)=H(n);

        qq(i,j)=q(n);

        rr(i,j)=r(n)*100;

        n=n+1;

    end

end

figure;
```



```
surf(HH,qq',rr);  
  
xlabel('Altura ariete (m)', 'fontsize', 14);  
  
ylabel('Caudal (l/h)', 'fontsize', 14);  
  
zlabel('Rendimiento (%)', 'fontsize', 14);
```

Para que Matlab pueda ejecutar el programa, la hoja Excel empleada debe estar guardada en la versión 97-03.

Donde pone ‘nombre del archivo’ debe poner el nombre con el que guardo el archivo Excel, en ‘hoja’ la hoja empleada y a continuación las columnas con las filas del primer dato y el último como en el ejemplo.

Práctica 2: DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UN *ARIETE HIDRÁULICO* (PROFESOR)

OBJETIVO

Determinar el rendimiento de un ariete hidráulico en condiciones óptimas de funcionamiento.

Calcular el coeficiente K de pérdidas secundarias en la válvula de aguja.

FUNDAMENTO TEÓRICO

A continuación se van a explicar los conceptos teóricos necesarios para la comprensión de la práctica.

- **El ariete hidráulico:**

El ariete es un sistema de bombeo que funciona aprovechando la energía hidráulica, sin requerir ninguna otra energía externa. Mediante este sistema se consigue elevar parte del agua a una altura que puede llegar a ser 20 veces superior.

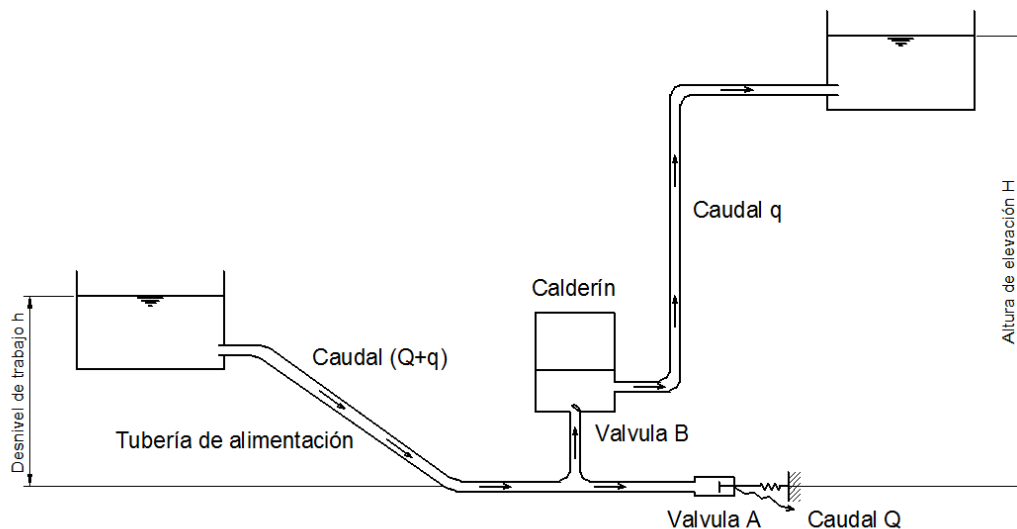


Figura1: esquema de un ariete hidráulico

El funcionamiento es el siguiente: el agua se acelera a lo largo de la tubería de alimentación hasta alcanzar un determinado caudal en el cual se cierra la válvula. Se puede cambiar este caudal simplemente regulando la tensión de la pletina o muelle. Como consecuencia de este cierre repentino de la válvula A, se crea una sobrepresión (golpe de ariete) ejercida por el agua que se encontraba en movimiento y es detenida

repentinamente. Así se abre la válvula antiretorno B, y pasa agua al calderín hasta que se igualan las presiones. Dentro del calderín hay aire comprimido con el fin de amortiguar la entrada de agua, de no ser así el agua entrante chocaría con una gran columna de agua que se encontraría en la tubería de elevación y el ariete no bombearía agua. Al equilibrarse las presiones se cierra la válvula B, se abre la válvula A. y el ciclo se repite de nuevo. Del caudal que se extrae del depósito inicial, una parte Q se escapa por la válvula A, y otra parte q es la que se bombea.

Por razones de espacio y comodidad, en el ariete hidráulico disponible en el laboratorio la altura del depósito de alimentación se simula regulando la presión del depósito y no se va a utilizar un depósito de elevación, sino que la diferencia de altura se simulará mediante una válvula de aguja, que proporciona una pérdida de presión, ya que la presión en el calderín será bastante mayor que en el depósito de alimentación. Tanto el agua del depósito de elevación como el que sale por el desagüe vuelven al depósito de alimentación formando un circuito cerrado.

- **Golpe de ariete:**

El golpe de ariete es un fenómeno que se produce en los conductos al cerrar o abrir una válvula, al poner en marcha o parar una máquina hidráulica, o también al disminuir bruscamente el caudal, y que se traduce en una variación de la presión interna en la tubería. Dicha variación de presión puede ser por debajo o por encima de la presión de trabajo. Se trata de un fenómeno transitorio y por tanto de régimen variable, en el que la tubería ya no es rígida y el líquido es compresible.

Explicación del fenómeno:

La **Figura 2** representa una tubería de longitud L , espesor e y diámetro interior D por la que circula agua proveniente de un depósito aguas arriba y que termina en una válvula en su extremo derecho. Si se cierra ésta rápidamente, en virtud del principio de conservación de la energía, al disminuir la energía cinética, ésta se va transformando en un trabajo de compresión del fluido que llena la tubería así como en un trabajo necesario para dilatar esta última: golpe de ariete positivo. Por el contrario, al abrir rápidamente una válvula se puede producir una depresión: golpe de ariete negativo.

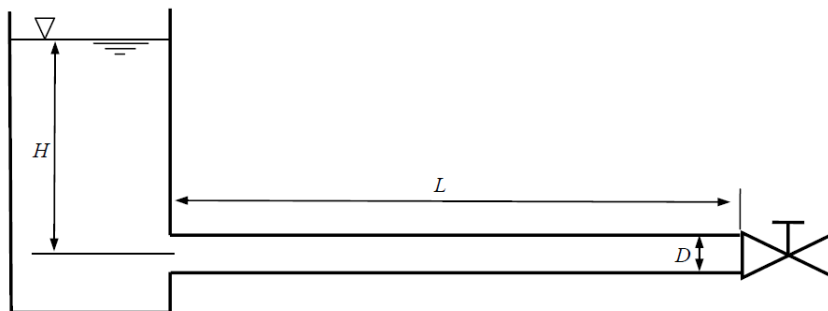


Figura 2: cierre de válvula en una conducción

Aunque es físicamente imposible cerrar una válvula instantáneamente, el estudio inicial del caso de cierre instantáneo ayuda a comprender el estudio de los casos reales. Así, al cerrarse instantáneamente la válvula de la *Figura*, el *frenazo* provoca una sobrepresión ΔP que se transmite aguas arriba a la velocidad del sonido, a . En la zona por donde ha pasado la onda, el flujo se ha detenido, el fluido se ha comprimido y la tubería expandido, mientras que donde aún no ha llegado, las condiciones siguen siendo las iniciales. De esta forma, se ha creado una onda elástica, una onda de presión que se propaga por la tubería, se refleja en el depósito, vuelve a la válvula y de nuevo al depósito, así sucesivamente, originando sobrepresiones y depresiones en la tubería, la cual se dilata o contrae al paso de la onda. Si la longitud de la tubería se denota como L , entonces el tiempo que tarda la onda en recorrer la distancia entre la válvula y el depósito es: $t_0 = L/a$. Al cabo de un tiempo $T = 4t_0 = 4L/a$ el ciclo se repite. Evidentemente, una situación ideal como esta conduciría a un bucle infinito. El proceso se repetiría indefinidamente si no existiera rozamiento en la tubería. En un caso real con rozamiento, el fenómeno se va amortiguando con el tiempo.

A continuación se detalla el proceso del golpe de ariete instantáneo durante un ciclo completo. La explicación se complementa con la evolución gráfica de la **Figura 3**.

- (1) *No hay perturbación*. Régimen permanente. El líquido en la tubería se desplaza con velocidad v desde el depósito a la válvula. Diámetro de la tubería normal, D .
- (2) *Tiempo 0*. La válvula se cierra instantáneamente. La velocidad del líquido se anula a partir de la válvula, no instantáneamente, en toda la tubería.
- (3) *Tiempo $t_0 = 0,5L/a$* . La onda de presión se ha propagado hacia el embalse con celeridad a y el frente de onda ha llegado a la mitad de la tubería. Mitad derecha de la tubería dilatada por la sobrepresión. Mitad izquierda, diámetro normal. En esa mitad izquierda el agua sigue circulando con velocidad v hacia la válvula. En la mitad derecha, $v=0$. El fluido se ha comprimido en contra de la válvula.
- (4) *Tiempo $t_0 = L/a$* . La onda de presión ha llegado al depósito. En toda la tubería el líquido está en reposo, $v=0$, pero no en equilibrio, pues se encuentra comprimido. Toda la tubería está dilatada. Como un resorte que se recupera tras la compresión, el agua de la tubería comienza a moverse con velocidad v , pero dirigida en sentido contrario, hacia el embalse. El líquido comienza a ponerse en movimiento justo en la zona inmediatamente después de la unión tanque-tubería.
- (5) *Tiempo $t_0 = 1,5L/a$* . La mitad izquierda de la tubería se ha contraído a su diámetro normal. La onda sigue propagándose hacia la derecha con velocidad a . En la mitad izquierda de la tubería el fluido circula con velocidad v .
- (6) *Tiempo $t_0 = 2L/a$* . Diámetro de toda la tubería normal. Todo el fluido de la tubería en movimiento desde la válvula hacia el embalse con velocidad v . No hay sobrepresión en ninguna parte de la tubería, pero por la inercia, la presión continúa disminuyendo, la onda elástica se sigue propagando, ahora con

- depresión desde la válvula hacia el embalse con la velocidad a : el diámetro de la tubería irá disminuyendo por debajo de su diámetro normal.
- (7) *Tiempo* $t_0 = 2,5L/a$. La depresión ha alcanzado la mitad de la tubería. La mitad de la derecha contiene agua en reposo y a una presión por debajo de lo normal. El diámetro de la tubería en esta mitad es inferior al normal.
- (8) *Tiempo* $t_0 = 3L/a$. El agua en toda la tubería está en reposo; pero no en equilibrio, y el agua inicia su movimiento desde el embalse a la válvula con velocidad v dirigida hacia la derecha. La depresión reina en toda la tubería. El diámetro de toda la tubería es inferior al normal.
- (9) *Tiempo* $t_0 = 3,5L/a$. En la mitad izquierda de la tubería el fluido está en movimiento con velocidad v hacia la válvula. En la mitad derecha, el líquido continúa en reposo y en depresión. El diámetro de la parte izquierda es normal. El de la mitad derecha menor que el normal; a y v tienen el mismo sentido.
- (10) *Tiempo* $t_0 = 4L/a$. Diámetro de la tubería normal. Todo el fluido en movimiento con velocidad v hacia la válvula. Todo igual que el tiempo 0, así que efectivamente el período de este movimiento es cuatro veces t_0 .

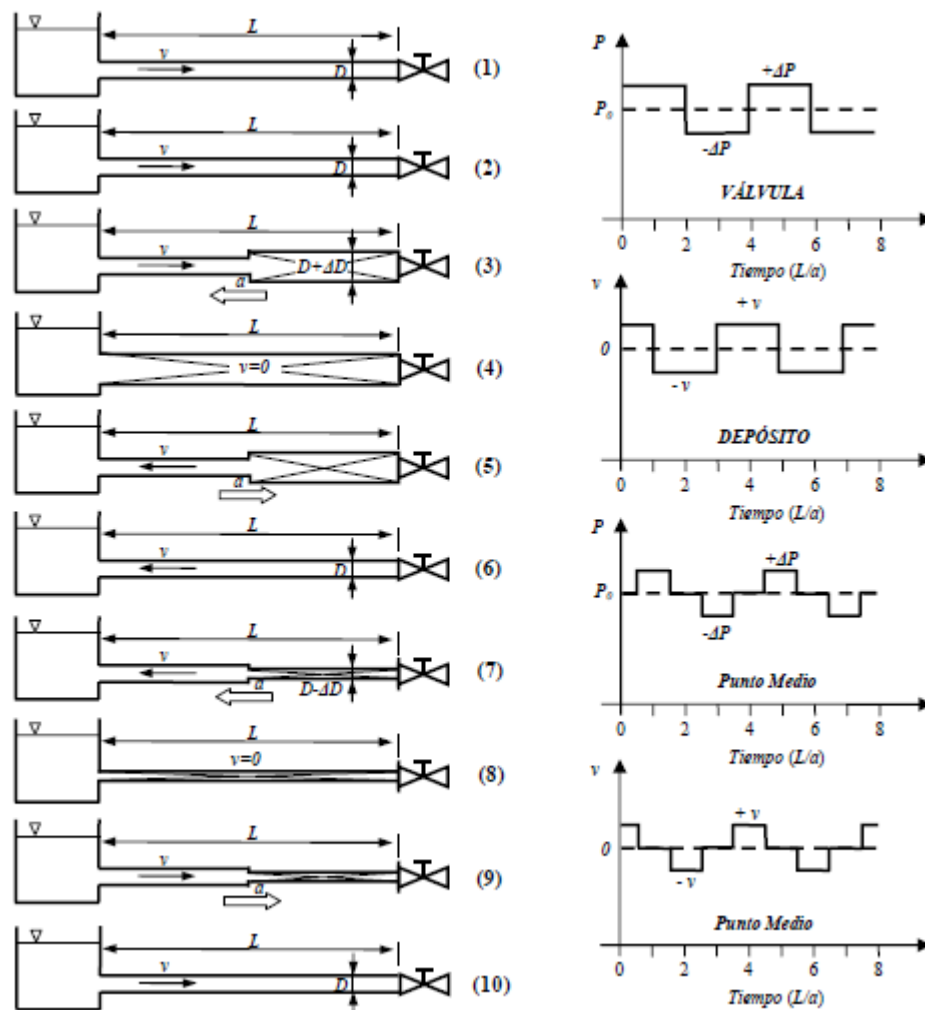


Figura 3: ciclo completo de un golpe de ariete

Tiempo de cierre:

El cálculo de la sobrepresión depende del tiempo de cierre, t_c de la válvula. Con anterioridad se ha hablado de cierre instantáneo de la válvula, pero éste en la práctica es gradual, con lo que la onda no presenta un frente brusco sino una rampa de mayor o menor pendiente según se tarde más o menos en cerrar. A pesar de ello, el incremento final de presión es el mismo, a no ser que haya tiempo suficiente para que las sobrepresiones iniciales viajen hasta el depósito y regresen. Por tanto, el cierre puede ser:

- Rápido: $0 < t_c < 2t_0$. La presión máxima es la misma que en el cierre instantáneo; aunque la curva de presiones en la tubería en función del tiempo sea distinta. En el cierre rápido una onda de presión no tiene tiempo de ir al estanque, reflejarse y volver a la válvula, antes de que termine medio ciclo.
- Lento: $t_c > 2t_0$. La presión máxima es menor que en el caso precedente. Este último caso es más frecuente en la práctica. En definitiva, el tiempo de cierre es, por tanto, un factor fundamental para la reducción de la intensidad del golpe de ariete.

• Rendimiento de un ariete hidráulico:

El rendimiento de un ariete hidráulico depende de la altura del depósito de alimentación, la altura de elevación, el caudal bombeado y el caudal que se envía al ariete. Al aumentar la altura de elevación disminuirá el caudal y por tanto también el rendimiento, pero dicho rendimiento no es muy relevante en una instalación de golpe de ariete, ya que funciona ininterrumpidamente y no produce ningún gasto para su accionamiento y funcionamiento. Se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\eta = \frac{(H - h) \cdot q \cdot \rho \cdot g}{h \cdot (Q - q) \cdot \rho \cdot g} \quad (1)$$

Simplificando obtenemos:

$$\eta = \frac{(H - h) \cdot q}{h \cdot (Q - q)} \quad (2)$$

Siendo:

- η Rendimiento.
- h Altura del depósito de alimentación (presión en el depósito de alimentación).
- H Altura del depósito de elevación (presión en el calderín).
- q Caudal bombeado por la tubería de elevación.
- $Q-q$ Caudal bombeado por la bomba.

• **Ecuación de la energía en conducciones y pérdidas de carga:**

Debido a que en la práctica se debe calcular el coeficiente k de pérdidas de carga en la válvula de aguja es necesario saber algunos conceptos teóricos sobre conducciones y pérdidas de carga.

Como se aprecia en la **Figura 4**, a lo largo de una conducción el flujo va perdiendo energía a causa del rozamiento ($H_1 > H_2$).

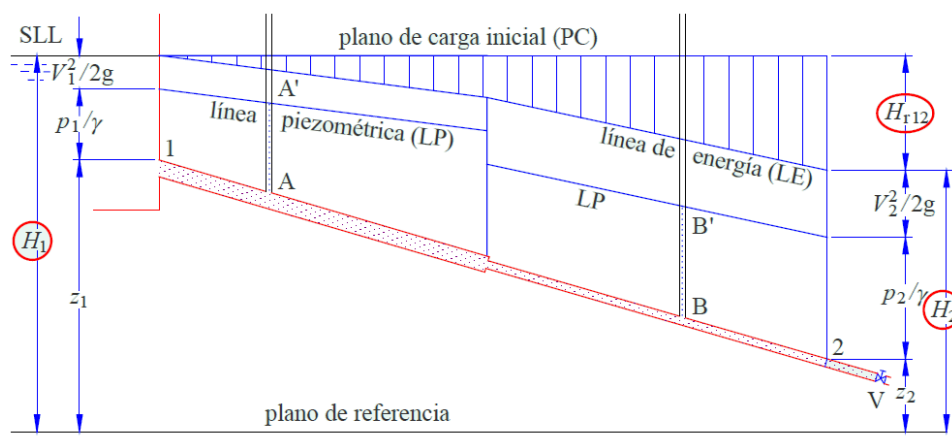


Figura 4: energía de un flujo líquido

La siguiente ecuación expresa la ecuación de la energía en metros de columna de líquido:

$$\frac{V_1^2}{2 \cdot g} + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + z_1 = \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + z_2 + H_{r12} \quad (3)$$

Siendo:

$\frac{V^2}{2 \cdot g}$	Altura cinética (desnivel entre la línea de energía LE y la línea piezométrica LP).
$\frac{P}{\rho \cdot g}$	Altura de presión (desnivel entre la línea piezométrica LP y el conducto).
z	Altura de posición respecto a un plano de referencia).

H_r Pérdida de carga (desnivel entre el plano de referencia).

$\frac{P}{\rho \cdot g} + z$ Altura piezométrica.

Para calcular las pérdidas de carga primarias en una conducción se utiliza la ecuación de pérdidas de carga en tuberías o ecuación de Darcy-Weissbach, que es la siguiente:

$$H_r = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (4)$$

Siendo:

f Coeficiente de fricción en tuberías, es adimensional.



L	Longitud de la tubería.
D	Diámetro de la tubería.
V	Velocidad del agua.

El coeficiente de fricción f depende de la viscosidad del fluido (ν) y por tanto del número de Reynolds; la longitud y la velocidad características para medir éste van a ser el diámetro y la velocidad media respectivamente:

$$Re_D = \frac{D \cdot V}{\nu} \quad (5)$$

Si la tubería se comporta como rugosa, las protuberancias que sobresalen de la subcapa laminar quedan afectadas de la viscosidad de turbulencia, en mayor o menor grado dependiendo de la altura de rugosidad k ; en tal caso, el coeficiente f depende también de k , o adimensionalmente de k/D (rugosidad relativa). Así pues, en general:

$$f = f\left(Re_D, \frac{k}{D}\right) \quad (6)$$

A la hora de calcular el coeficiente de fricción f se debe comprobar si nos encontramos en régimen laminar o turbulento, ya que la forma de calcularlo es diferente. Para ello Osborne Reynolds calculó el número crítico de Reynolds, por debajo del cual el régimen es laminar y por encima turbulento. Dicho número es: $Re_D \approx 2300$.

Para valorar el coeficiente de fricción f podemos utilizar las expresiones siguientes:

3) Régimen laminar:

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (7)$$

4) Régimen turbulento: utilizaremos la fórmula de Colebrook, con influencia de la rugosidad relativa y del número de Reynolds:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (8)$$

En un sistema de tuberías, además de las pérdidas por fricción estudiadas anteriormente, existen pérdidas locales o accidentales debidos a desprendimientos de la capa límite. Estas pueden originarse por:

- Ensanchamiento brusco o gradual de sección.
- Estrechamiento brusco o gradual de sección.
- Entrada o salida de tuberías.
- Válvulas.
- Codos y otros accesorios.

Si estas pérdidas aparecen distantes una de otra, tienen poca importancia pues generalmente son pequeñas. Las válvulas en cambio sí pueden originar pérdidas muy elevadas cuando están parcialmente cerradas.

Para el cálculo de estas pérdidas utilizaremos el método del coeficiente de pérdida:

El coeficiente de pérdida K es un adimensional tal, que multiplicado por la altura cinética $V^2/2g$ da la pérdida H_{ra} que origina el accesorio:

$$H_{ra} = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (9)$$

Las pérdidas de carga total, teniendo en cuenta la longitud de la tubería (L) y los accesorios ($K_1, K_2, K_3 \dots$), sería:

$$H_r = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (10)$$

- **Determinación del coeficiente k de pérdidas**

Como bien se ha comentado antes, un ariete hidráulico es una bomba hidráulica cíclica que utiliza la energía hidráulica de un fluido para subir una parte de ese fluido a un nivel superior. En una instalación de bombeo, la altura que da una bomba es igual a las pérdidas de carga más las pérdidas secundarias. En el caso que nos acontece, dichas pérdidas las provocamos mediante una válvula de aguja. La válvula de aguja estrangula la sección de paso y por ello aumenta la presión en el calderín, simulando la altura H a la que será bombeada el caudal q . En la **Figura 5** aparece esquematizado el circuito de elevación.

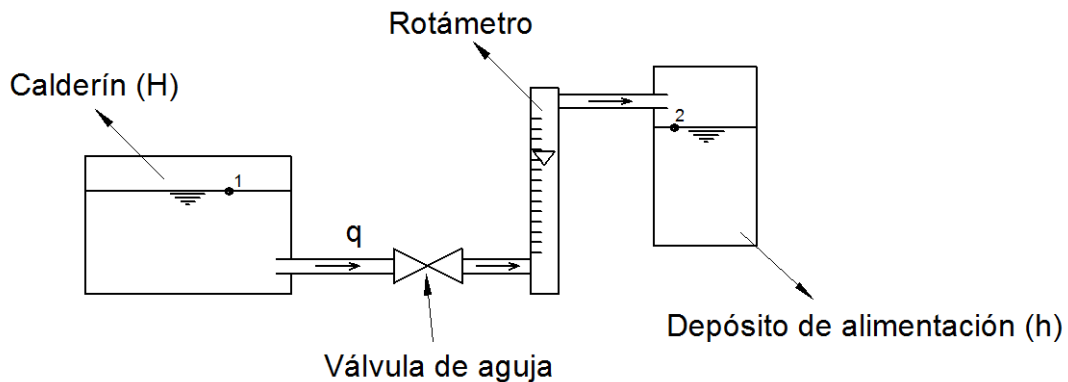


Figura 5: Circuito de elevación

Aplicando Bernoulli entre 1 y 2 y teniendo en cuenta las pérdidas tenemos:

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + H_{r12} + H_{s12} \quad (11)$$

De la ecuación anterior las velocidades son nulas y despreciamos la diferencia de cotas por ser ésta muy pequeña. Las pérdidas de carga las calcularemos con la ecuación de Darcy-Weissbach y en las pérdidas secundarias tendremos en cuenta las pérdidas en el rotámetro (0,09 m.c.a.) y las que se producen en la válvula de aguja.

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + \left(K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + 0.09 \right) \quad (12)$$

De la ecuación anterior, al ser los 3 tramos de tuberías de la misma sección, las velocidades que aparecen en la ec.2 son iguales, por tanto, expresaremos las velocidades en función del caudal q bombeado y de la sección de las tuberías. La suma de las longitudes de las 3 tuberías es $L=1,5$ m.

$$q = v \cdot S; \quad v = \frac{q}{S} = \frac{4 \cdot q}{\pi \cdot D^2} \quad (13)$$

En la ec.2 si sacamos factor común de la velocidad en el segundo miembro y expresándola en función del caudal q y del área según la ec.3 tenemos:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} - 0,09 = \frac{1}{2 \cdot g} \cdot \frac{16 \cdot q^2}{\pi^2 \cdot D^4} \cdot \left(f \cdot \frac{L}{D} + K \right) \quad (14)$$

Desarrollando:

$$\left(\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} - 0,09 \right) \cdot \frac{g \cdot \pi^2 \cdot D^4}{8 \cdot q^2} = f \cdot \frac{L}{D} + K \quad (15)$$

Despejando K:

$$K = \left(\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} - 0,09 \right) \cdot \frac{g \cdot \pi^2 \cdot D^4}{8 \cdot q^2} - f \cdot \frac{L}{D} \quad (16)$$

Siendo:

- P_1 : Presión en el calderín, expresarlo en Pa
- P_2 : Presión en el depósito de alimentación más la altura de columna de agua (Pa)
- D : Diámetro interior de las tuberías, siendo $D=0.0065$ m
- L : La suma de la longitud de las tres tuberías, $L=1,5$ m
- q : Caudal bombeado en m^3/s
- f : Coeficiente de pérdidas primarias

Si se quiere, para simplificar los cálculos se puede despreciar las pérdidas de carga, por ser L pequeño, y las pérdidas secundarias en el rotámetro por la misma razón que antes. En ese caso, la ec.2 quedaría:

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (17)$$

Y si despejamos K de la ec.7:

$$K = \frac{P_1 - P_2}{\rho} \cdot \frac{\pi^2 \cdot D^4}{8 \cdot q^2} \quad (18)$$

MONTAJE EXPERIMENTAL

El equipo del que se dispone en el laboratorio viene representado en la **Figura 6:**

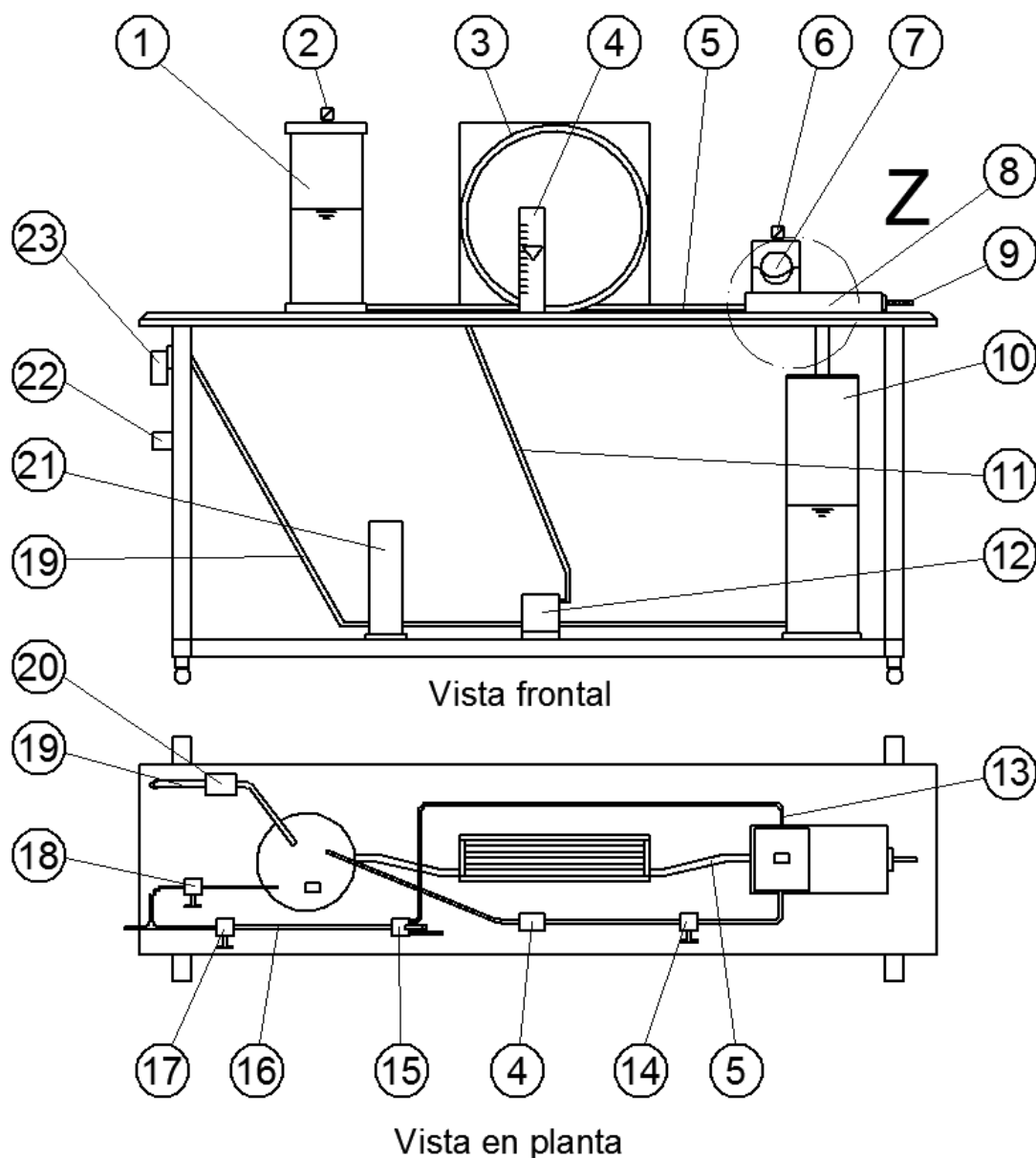


Figura 6: *Plano conjunto*

- | | |
|----------------------------------|---|
| 13) Depósito de alimentación | 13) Tubería de regulación de aire en el calderín |
| 14) Manómetro de la alimentación | 14) Válvula de aguja |
| 15) Bobina | 15) Válvula de 3 vías |
| 16) Rotámetro | 16) Tubería de aire comprimido |
| 17) Tubería de alimentación | 17) Regulador de presión de bomba y calderín |
| 18) Manómetro del calderín | 18) Regulador de presión del depósito de alimentación |
| 19) Calderín | 19) Tubería de realimentación |
| 20) Ariete | 20) Caudalímetro |
| 21) Micrómetro | 21) Amortiguador |
| 22) Depósito de desagüe | 22) Caja eléctrica |
| 23) Tubería de aire de la bomba | 23) Filtro de aire |
| 24) Bomba de realimentación | |

Detalle Z

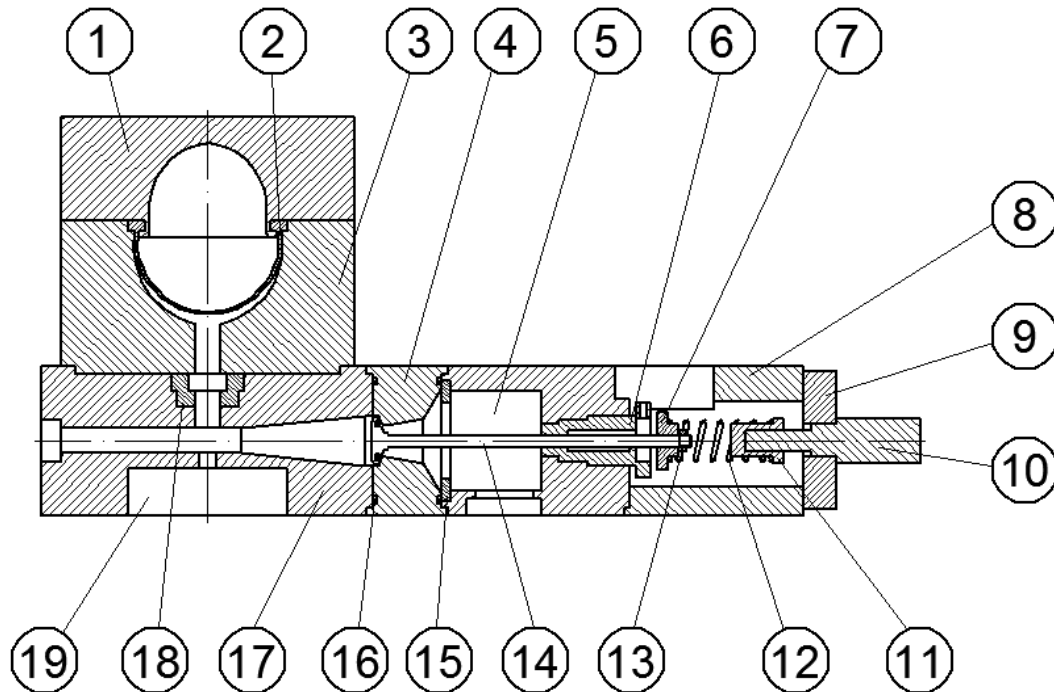
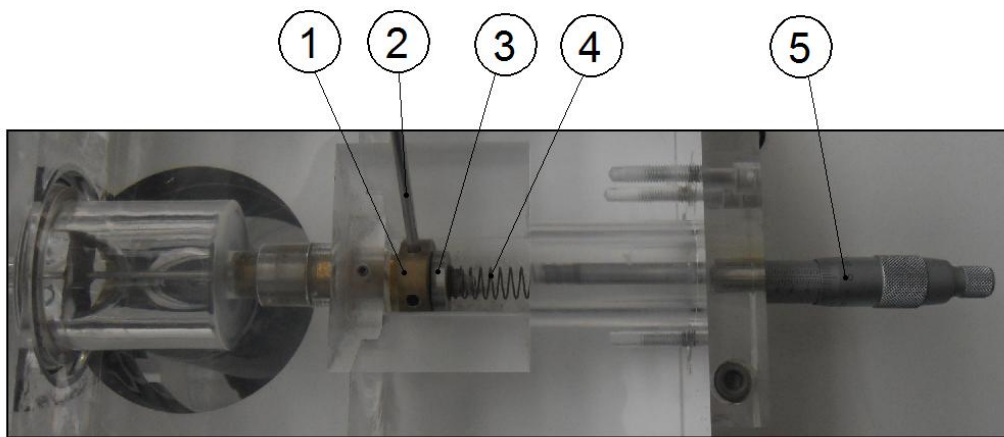


Figura 7: Corte del Ariete Hidráulico

- | | |
|------------------------------------|-----------------------------------|
| 1) Tapa superior calderín | 11) Apoyo del muelle |
| 2) Vejiga | 12) Muelle |
| 3) Tapa inferior calderín | 13) Tope del fin de carrera |
| 4) Soporte de válvula A | 14) Eje de válvula A |
| 5) Desagüe | 15) Apoyo del eje válvula A |
| 6) Regulador de carrera | 16) Junta tórica |
| 7) Fin de carrera de válvula A | 17) Caja de ariete |
| 8) Carcasa de regulador de cierre | 18) Válvula B (anti retorno) |
| 9) Sujeción de regulador de cierre | 19) Alojamiento sensor de presión |
| 10) Micrómetro | |

**Figura 10:** Válvula de 3 vías

8. Antes de poner el equipo en funcionamiento se debe eliminar el aire que pueda haber en la tubería de alimentación (5) de la **Figura 6**. Para ello hay que mantener pulsado el fin de carrera de la válvula A (3) contra el regulador de carrera (1) de la **Figura 11**, de esta manera se eliminará el aire que pudiera haber en dicha tubería y se conseguirá poner en funcionamiento el ariete.

**Figura 11:** Detalle ariete

REALIZACIÓN DE LA PRÁCTICA

Una vez que el ariete esté en funcionamiento, para una determinada posición del micrómetro (5), regulador de carrera (1) de la **Figura 11** y con la válvula de aguja de la **Figura 12** completamente abierta, hay que anotar los valores de caudal del rotámetro (4), caudalímetro (20), presión en el calderín (7) y la presión en el depósito de alimentación (1) de la **Figura 6**. Hay que tener en cuenta que la presión en el depósito de alimentación es la suma de la presión en el manómetro (2) mas la altura de columna de agua. Se debe tratar de mantener constante la altura de la columna de agua.

**Figura 12:** Válvula de aguja

A continuación hay que ir cerrando la válvula de aguja de la **Figura 12**. Al estrangular la válvula de aguja varía la presión en el calderín H y el caudal q bombeado.



Hay que anotar todos los valores anteriores por cada incremento de 0,1 bar de presión en el calderín. Se observa que al estrangular la válvula de aguja aumenta la presión H en el calderín y disminuye el caudal q bombeado. Por tanto, al variar el caudal bombeado variará el caudal que sale por el desagüe. Para tratar de mantener constante la altura de columna de agua del depósito de alimentación se debe variar la presión de la bomba (12) de la **Figura 6** con el regulador de presión (2) de la **Figura 9**. En el momento en que no se puede mantener constante la altura de columna de agua se debe dejar de medir, ya que los valores que se obtienen en esos casos no son correctos.

TRABAJO A REALIZAR

4. Rellenar la tabla que se adjunta a continuación y calcular el rendimiento y el coeficiente K de la válvula de aguja.
5. Representar en un gráfico tridimensional las variables q (l/h), H (m) y η (%). para 2 posiciones del muelle y la válvula A. Para ello se debe utilizar un programa de cálculo numérico (matlab, mathematica, etc.)
6. Discusión de los resultados obtenidos.

Posición regulador de carrera (vueltas):			Posición micrómetro (mm):		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K

Se recomienda que se realice la práctica para las siguientes posiciones de regulador de carrera y micrómetro:

- N° de vueltas: 0, 1 ó 2, a partir de la posición de referencia.
- Micrómetro: entre 8 y 16 mm, con intervalos de 2 mm.



ANEXO

Se adjunta el cuerpo del programa para su representación en Matlab:

```
clc

clearall

closeall

H=xlsread('nombre del archivo excel.xls','Hoja1','B7:B14');
q=xlsread('nombre del archivo excel.xls','Hoja1','C7:C14');
r=xlsread('nombre del archivo excel.xls','Hoja1','K7:K14');

H=H*100/9.81;

fil=size(H);

col=size(q);

n=1;

for j=1:fil(1)

    n=1;

    for i=1:col(1)

        HH(i,j)=H(n);

        qq(i,j)=q(n);

        rr(i,j)=r(n)*100;

        n=n+1;

    end

end

figure;
```



```
surf(HH,qq',rr);  
  
xlabel('Altura ariete (m)', 'fontsize', 14);  
  
ylabel('Caudal (l/h)', 'fontsize', 14);  
  
zlabel('Rendimiento (%)', 'fontsize', 14);
```

Para que Matlab pueda ejecutar el programa, la hoja Excel empleada debe estar guardada en la versión 97-03.

Donde pone ‘nombre del archivo’ debe poner el nombre con el que guardo el archivo Excel, en ‘hoja’ la hoja empleada y a continuación las columnas con las filas del primer dato y el último como en el ejemplo.

ANEXO I

DESCRIPCIÓN DEL ARIETE HIDRÁULICO:

En el presente apartado se describen las diferentes partes de que consta el ariete hidráulico, justificando y explicando su función en la máquina:

INTRODUCCIÓN Y ANTECEDENTES

Se considera precursor del ariete hidráulico a un fontanero de Bristol, que en 1760 descubrió casualmente, la sobreelevación del agua aprovechando su propio impulso durante una reparación en un hospital.

A su vez, en 1775 John Witeshurst, en la ciudad inglesa de Derby, diseñó con intención de aprovechar el propio impulso del agua, una máquina a la que ya se incorpora por primera vez la campana, como elemento de almacenamiento y transmisión de energía. La válvula del ariete se abría y cerraba manualmente. Sin embargo, el primer ariete hidráulico auto activado fue inventado y patentado por Joseph Montgolfier (1749-1810).

A partir de su invención, el ariete hidráulico tuvo una amplia difusión por todo el mundo, merced al impulso de las metrópolis coloniales de la época. Sin embargo con el tiempo fue cayendo en desuso, por su poco caudal, las limitaciones derivadas de su carácter artesanal, conducentes algunas veces a diseños y materiales un tanto imperfectos, el avance arrollador de la bomba centrífuga, etc.

Actualmente, por una serie de diversas circunstancias como el ahorro energético, la búsqueda de tecnologías ecológicas, etc. se ha rescatado este artilugio de la artesanía y se ha transformado en una realidad práctica al utilizar nuevos materiales como el plástico ABS, que reduce los problemas de peso, corrosión, ruido, etc.

El ariete es un sistema de bombeo que funciona aprovechando la energía hidráulica, sin requerir ninguna otra energía externa. Mediante este sistema se consigue elevar parte del agua a una altura que puede llegar a ser 20 veces superior. En la **Figura 1** podemos ver el esquema de funcionamiento de un Ariete Hidráulico.

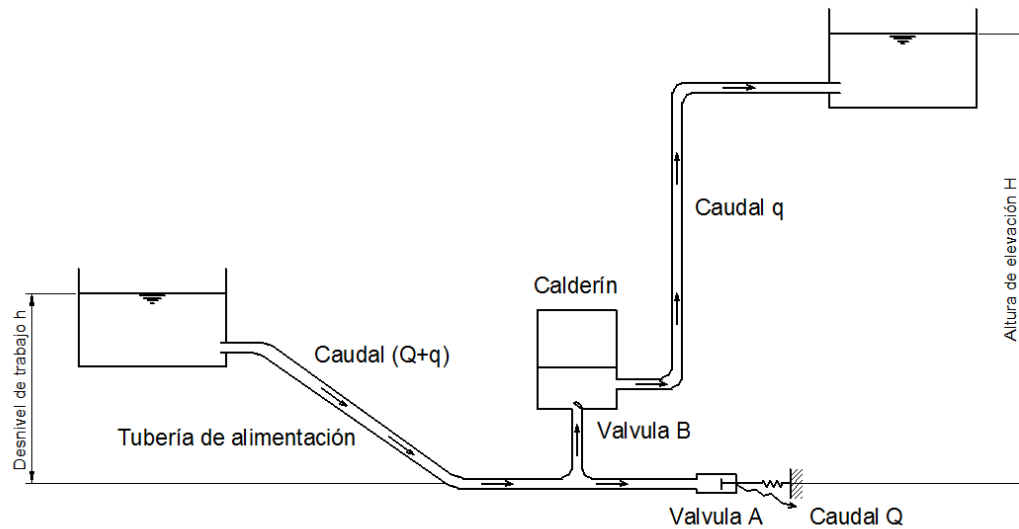


Figura 1: Esquema de funcionamiento Ariete Hidráulico

El funcionamiento es el siguiente: el agua se acelera a lo largo de la tubería de alimentación hasta alcanzar un determinado caudal en el cual se cierra la válvula. Se puede cambiar este caudal simplemente regulando la tensión de la pletina o muelle. Como consecuencia de este cierre repentino de la válvula A, se crea una sobrepresión (golpe de ariete) ejercida por el agua que se encontraba en movimiento y es detenida repentinamente. Así se abre la válvula antiretorno B y pasa agua al calderín hasta que se igualan las presiones. Dentro del calderín hay aire comprimido. Se cierra la válvula B, se abre la válvula A, y el ciclo se repite de nuevo. Del caudal que se extrae del depósito inicial, una parte Q se escapa por la válvula A, y otra parte q es la que se bombea.

Por razones de espacio y comodidad, en el ariete hidráulico disponible en el laboratorio la altura del depósito de alimentación se simula regulando la presión del depósito y no se va a utilizar un depósito de elevación, sino que la diferencia de altura se simulará mediante una válvula de aguja. Tanto el agua del depósito de elevación como el que sale por el desagüe vuelven al depósito de alimentación formando un circuito cerrado.

DESCRIPCIÓN GENERAL Y FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

Inicialmente se introduce aire a presión al calderín. La presión se determinará variando el regulador de la bomba (16). Para que el aire que pasa por el regulador llegue al calderín habrá que colocar la válvula de tres vías (14) en la posición adecuada, sino estará enviando el aire hacia la bomba.

Con ayuda del regulador de alimentación (17), se va a dar presión de aire al depósito de alimentación (1) con lo que el agua presente en éste va a fluir a través de la tubería de alimentación (5) hacia el ariete hidráulico (7). Al estar el agua inicialmente parada, éste va a sufrir una aceleración. La válvula A del ariete hidráulico se encuentra oprimida mediante un muelle, que la obliga a mantenerse abierta. Cuando la velocidad del agua es lo suficientemente alta como para producir una fuerza contra la cabeza de la válvula capaz de desplazar al muelle, la válvula A empezará a cerrarse. La primera vez que se ponga la máquina en marcha habrá aire en la tubería de alimentación. Para eliminar el aire se debe presionar manualmente el fin de carrera de la válvula A contra el regulador de carrera de manera que se elimine dicho aire y el agua fluya por el circuito de alimentación. Una vez eliminado todo el aire del circuito se deja de presionar el fin de carrera y el Ariete se pone en marcha.

Antes de cerrarse la válvula A había una masa de agua en movimiento, y al cerrarse ésta, la energía cinética que llevaba el agua se transforma en una sobrepresión. Como consecuencia de éste aumento de presión, se va a abrir la válvula B o válvula anti retorno, y va a fluir agua hacia el calderín.

La sobrepresión dura cierto intervalo de tiempo hasta que el agua pierde energía y se frena. Al ser una válvula anti retorno, cuando el agua tiende a volver hacia la tubería la válvula B se cierra automáticamente. Cuando esto ocurre, se produce una depresión en la tubería de alimentación que ayuda a abrir la válvula A, iniciándose de nuevo el ciclo.

El agua pasa a golpes de ariete al calderín, pero sale de éste con continuidad por la tubería de elevación, gracias a la cámara de aire del calderín, que amortigua el golpe del agua. Sin la cámara de aire, la máquina no sería posible, ya que el agua entrante chocaría con una gran columna de agua que se encontraría en la tubería de elevación y no lograría penetrar, con lo que el ariete no bombearía.

El agua que se escapa por la válvula A cuando ésta se encuentra abierta finaliza en el depósito de desagüe (9) mediante una tubería de PVC de 50 mm de diámetro. De éste depósito mediante una toma de agua sale la tubería de realimentación (18). El agua que circula por esa tubería es impulsada mediante una bomba de membrana (11) hacia el depósito de alimentación (1). El caudal que circula por esa tubería es medido mediante un flujostato de vórtices de Karman (19). La regulación de este caudal se realiza mediante el regulador de la bomba (16). Con este regulador, se varía la presión del aire de alimentación con lo que se consigue que varíe la curva de la bomba. Para que el aire



que pase por el regulador llegue a la bomba, la válvula de tres vías (14) debe estar colocada en la posición adecuada, si no, se estaría introduciendo aire al calderín.

Como consecuencia de la presión interior del calderín y de la vejiga de caucho, el agua que se encuentra entre éste y la válvula B va a estar también a presión. En éste punto habrá una toma de agua que desemboca en la tubería de elevación. Para simular la diferencia de altura, se colocarán dos válvulas de aguja: una en la tubería (13) y otra en el rotámetro (4) que va a medir el caudal de elevación. La presión del interior del calderín se ajustará automáticamente deformando la vejiga de caucho para compensar la pérdida de carga que se produzca en las dos válvulas. Por último, este caudal desembocará en el depósito de alimentación.

El aire comprimido se tomará directamente de la instalación existente en el laboratorio, y de allí desembocará en un filtro de 5 μ . De allí sobresaldrá una T que por un lado desembocará en el regulador de alimentación y por otro en el regulador de la bomba. El regulador de alimentación conecta directamente con el depósito de alimentación. El regulador de la bomba conecta con una válvula de tres posiciones. Una posición comunica la entrada de aire con el calderín, otra con la bomba y hay una tercera que desconecta las tres tomas.

Tanto el caudalímetro de vortex como los presostatos necesitan una alimentación de 24 V de corriente continua. Para ello se ha colocado una pequeña caja eléctrica (21) en uno de los costados de la estructura de la que sale una toma a uno de los paneles eléctricos de los equipos colocados en el laboratorio, y una para cada elemento.

De la mitad de la tubería de alimentación y de la bifurcación en el ariete entre la válvula A y la válvula B se encuentran dos sensores de presión. Éstos están conectados a una fuente de alimentación. La señal de ambos sensores se puede medir con la ayuda de un osciloscopio.

Por último, cuando se deje de utilizar el aparato, se deberá desconectar inicialmente la toma eléctrica. Después se dejará de suministrar presión a la bomba colocando la válvula de tres vías en posición central. Acto seguido se desconectará la toma general de presión cuando se haya vaciado completamente el depósito de alimentación y el ariete en la zona de la válvula A. Para finalizar, se despresurizará el calderín. En la **Figura 2** tenemos representado el Ariete Hidráulico con las diferentes partes que lo componen.

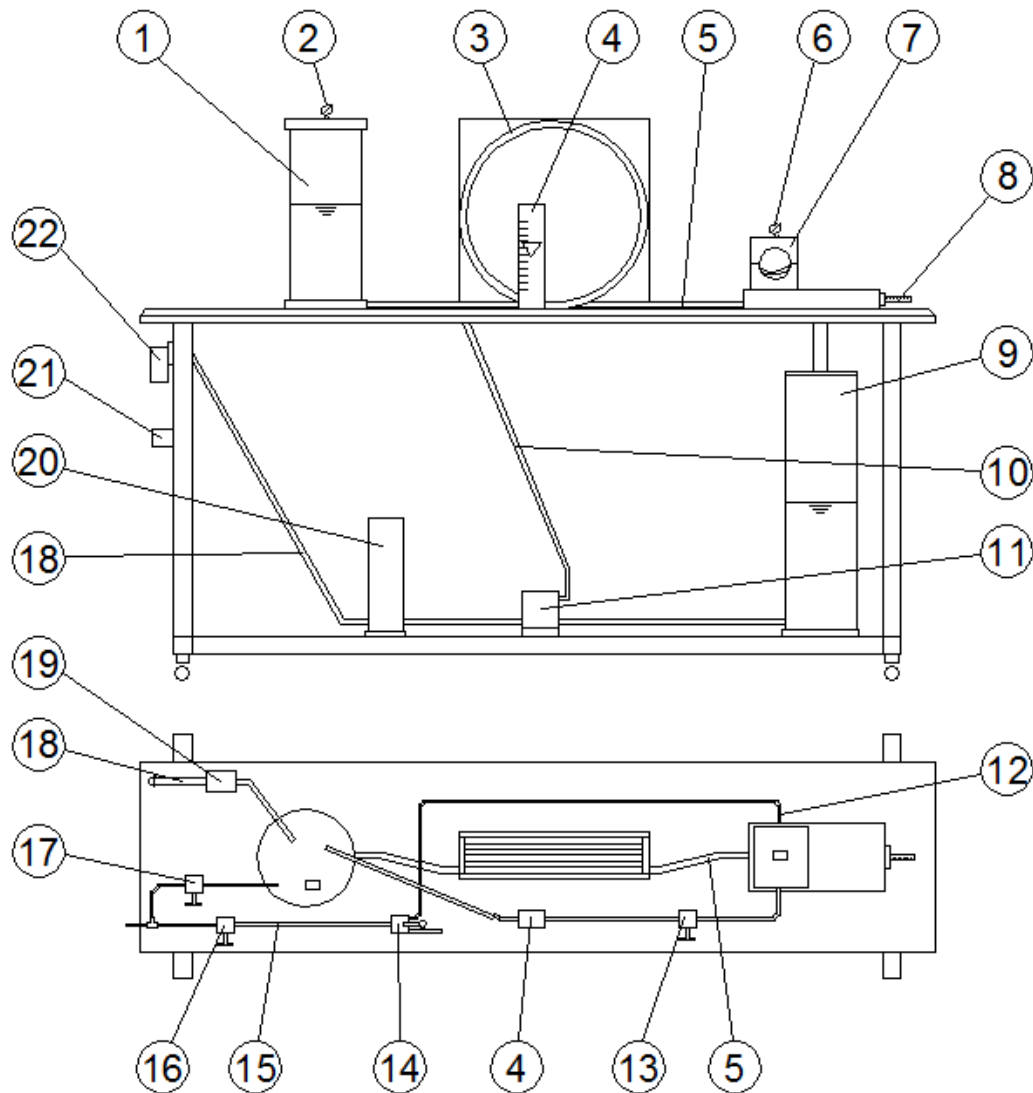


Figura 2: Plano conjunto

- | | |
|---------------------------------|---|
| 1) Depósito de alimentación | 12) Tubería de regulación de aire en el calderín |
| 2) Manómetro de la alimentación | 13) Válvula de aguja |
| 3) Bobina | 14) Válvula de 3 vías |
| 4) Rotámetro | 15) Tubería de aire comprimido |
| 5) Tubería de alimentación | 16) Regulador de presión de bomba y calderín |
| 6) Manómetro del calderín | 17) Regulador de presión del depósito de alimentación |
| 7) Calderín | 18) Tubería de realimentación |
| 8) Micrómetro | 19) Caudalímetro |
| 9) Depósito de desagüe | 20) Depósito intermedio |
| 10) Tubería de aire de la bomba | 21) Caja eléctrica |
| 11) Bomba de realimentación | 22) Filtro de aire |

PUESTA EN MARCHA DEL EQUIPO

A continuación se explican los pasos necesarios para poner en funcionamiento la máquina del Ariete hidráulico:

1. Hay que cerciorarse de que todas las conexiones se encuentran bien realizadas y todos los elementos están en su sitio.
2. Se debe conectar el equipo a la toma de corriente y al circuito de aire comprimido del laboratorio.
3. Hay que rellenar el depósito de desagüe (9) de agua hasta que este prácticamente lleno.
4. A continuación se debe dar presión al calderín (7), para ello hay que colocar la válvula de 3 vías (14) como en la **Figura 3** y regular la presión con el regulador de presión (2) de la **Figura 4**.



Figura 3: Válvula de 3 vías

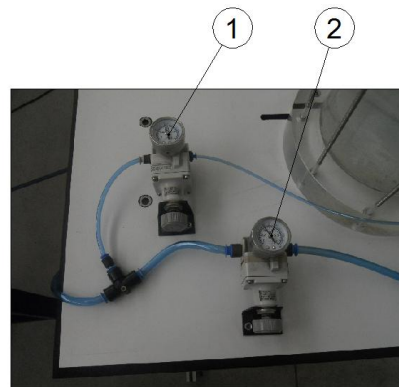


Figura 4: Reguladores de presión

5. Una vez presurizado el calderín hay que dar presión al depósito de alimentación (1), para ello se debe utilizar el regulador de presión (1) de la **Figura 4**. Con dicho regulador se simulará el desnivel de trabajo h . Hay que recordar que dicha altura será la suma de la presión en el depósito de alimentación mas la altura de columna de agua.
6. A continuación se debe poner en funcionamiento la bomba (11) para llenar el depósito de alimentación, para ello hay que colocar la válvula de 3 vías (14) según aparece en la **Figura 5** y regular la presión de la bomba con el regulador de presión (2) de la **Figura 4**.



Figura 5: Válvula de 3 vías

7. Se debe colocar el regulador de carrera (1) que aparece en la **Figura 6** en su posición más extrema hacia la izquierda, para ello hay que introducir la varilla de metal (2) en los agujeros y hacer girar el regulador hasta que llegue a su tope. Esta será la posición de referencia del regulador de carrera.

8. Antes de poner el equipo en funcionamiento se debe eliminar el aire que pueda haber en la tubería de alimentación (5). Para ello hay que mantener pulsado el fin de carrera de la válvula A (3) contra el regulador de carrera (1) de la **Figura 6**, de esta manera se eliminará el aire que pudiera haber en dicha tubería y se conseguirá poner en funcionamiento el ariete.

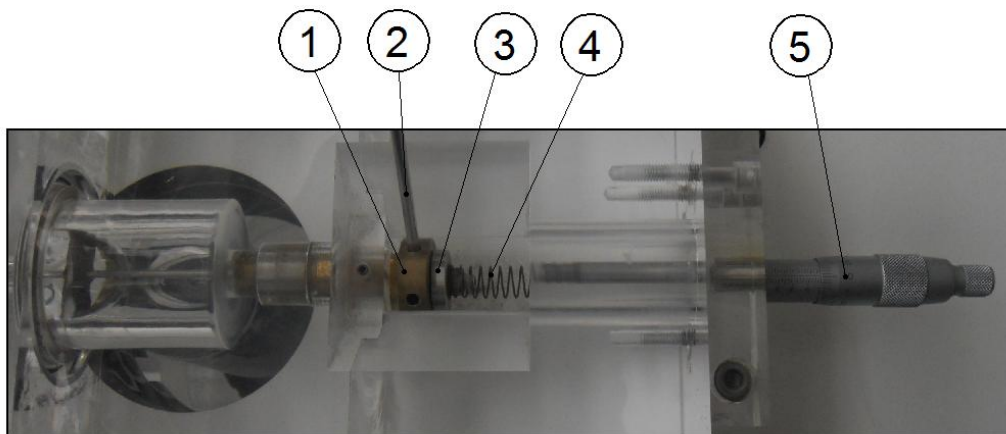


Figura 6: Detalle ariete

DESCRIPCIÓN DEL ARIETE HIDRÁULICO:

En el presente apartado se describen las diferentes partes de que consta el ariete hidráulico, justificando y explicando su función en la máquina:

Ariete:

Es el encargado de dar presión al agua, tiene dos salidas: por un lado al depósito de desagüe y por otro lado una impulsión de agua. En la **Figura 7** se observan las diferentes partes de las que está compuesto. A continuación se describen las diferentes piezas que lo componen:

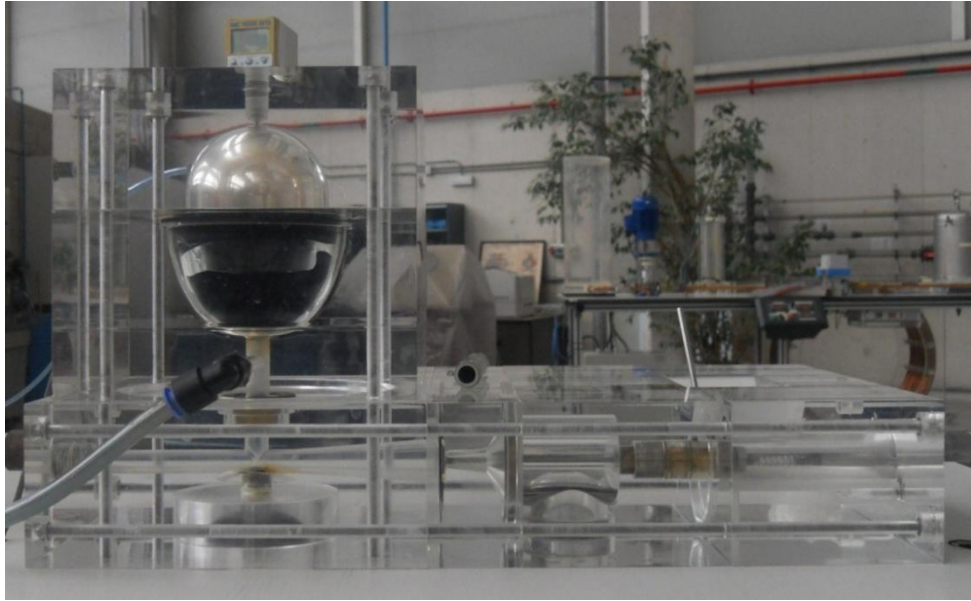


Figura 7: *Ariete hidráulico*

Caja de ariete: esta pieza está fabricada en metacrilato, consta de una toma de agua (1) que desemboca en una bifurcación.

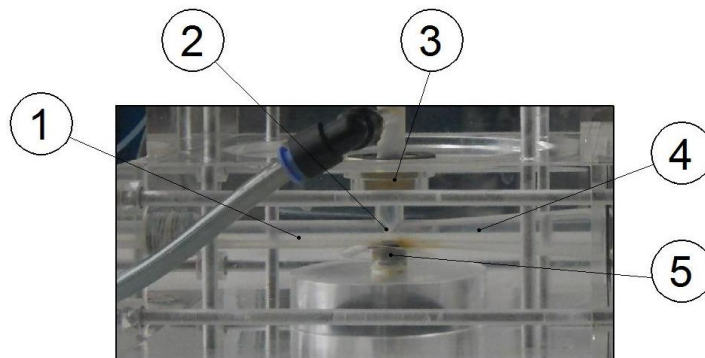


Figura 8: *Partes del ariete*

-La toma superior (2) desemboca en un alojamiento para la válvula anti retorno, que es una válvula de retención GESTRA RK71 (3). Para mantener la válvula estanca hay colocada una junta plana en el apoyo de la válvula.

-La toma lateral (4) tiene forma de cono con una conicidad de 4° y finaliza en la válvula que produce el golpe de ariete.

-Debajo de la bifurcación hay colocado un alojamiento para un sensor de presión DRUCK PDCR910 (5), dicho sensor está conectado al cuadro eléctrico del ariete hidráulico, no nos da las medidas directamente.

Calderín: En las **Figuras 9 y 10** se observan la parte anterior y posterior del calderín:

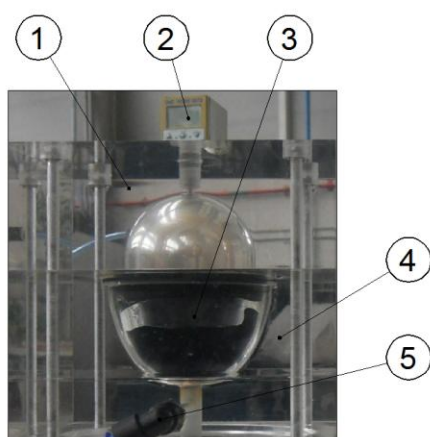


Figura 9: Parte frontal calderín

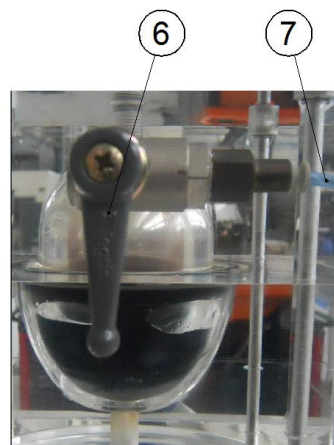


Figura 10: Parte posterior calderín

-Tapa superior (1): encima de todo hay situado un presostato digital SMC ISE5B (3) que nos marca la presión en el calderín en bares. Lateralmente hay colocada una toma de aire (5) con el objetivo de dar una presión inicial al calderín, con la válvula de la imagen (6) se abre o cierra la entrada de aire al calderín, en la imagen se encuentra cerrada. La toma de aire está conectada a un regulador de presión mediante una válvula de tres vías que se explicará más adelante.

-Tapa inferior (2): conecta la parte superior con la caja de ariete. Del calderín sale la tubería de elevación (7) por donde se bombea el agua al producirse los golpes de ariete. Entre la tapa superior e inferior hay situada una vejiga de caucho HYDAC 0.6 (4) que impide que el agua de la parte inferior y el aire de la parte superior entren en contacto y el calderín haga su función correctamente.

Carcasa de la válvula y desagüe: En la **Figura 11** se encuentra la válvula que produce los golpes de ariete que impulsan el agua por la tubería de elevación, el resto del agua se va por el desagüe:

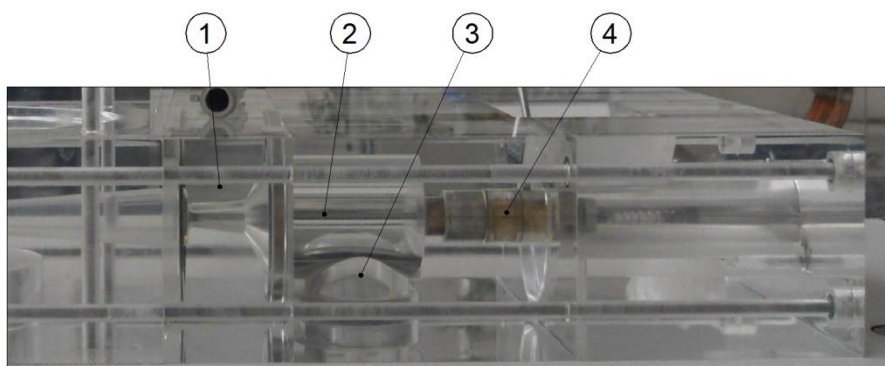


Figura 11: Detalle Ariete I

-La carcasa de la válvula (1) está fabricada con metacrilato, en ella se encuentra la válvula A (2), que es la que provocará el golpe de ariete que se

produce en cada ciclo, dicha válvula consta de varias partes y está unida al regulador de carrera (4). Al producirse los golpes de ariete, parte del agua es impulsada por la tubería de elevación, el resto del agua, una vez que ha pasado por la válvula A, desemboca en el desagüe (3) que es una tubería que envía el agua al depósito de desagüe.

Regulador de carrera y regulador de cierre: sus funciones son las de marcar el desplazamiento de la válvula A y controlar el instante en que comienza a cerrarse la válvula. En la **Figura 12** se pueden ver las distintas piezas que lo componen:

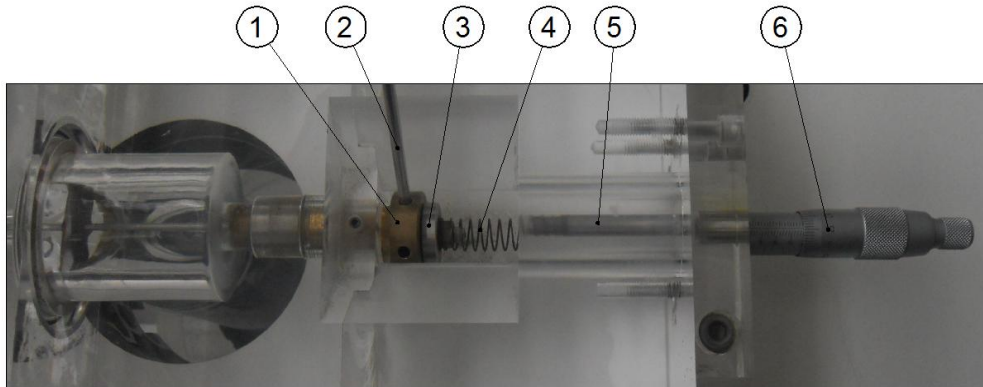


Figura 12: *Detalle Ariete II*

-Regulador de carrera (1): está realizado en bronce y la función principal de esta pieza es la de marcar el desplazamiento de la válvula A, ya que cuando está completamente abierta el regulador de carrera choca con el fin de carrera (3) y el agua no hace la suficiente fuerza para cerrar la válvula A. Es posible ir girando el regulador introduciendo una varilla (3) en sus agujeros, de esta forma cuando el regulador gira una vuelta el desplazamiento axial de la válvula es de 1 mm.

-Regulador de cierre: estas piezas controlan el instante en que comienza a cerrarse la válvula A:

-Muelle (4): está realizado en acero inoxidable, apoya por un lado el final de carrera de la válvula (2) y por el otro lado en el apoyo del muelle (5).

-Apoyo del muelle (5): está realizado en acero inoxidable. Sirve de apoyo para el muelle y se sitúa sobre el extremo del micrómetro.

-Micrómetro (6): su desplazamiento oprime el muelle contra el fin de carrera, con lo que aumenta la fuerza que debe hacer el agua para poder desplazarlo. De esta forma, controlamos el factor de cierre de la válvula A.

Circuito de alimentación:

En la **Figura 13** se puede ver el circuito de alimentación y las partes de las que consta:

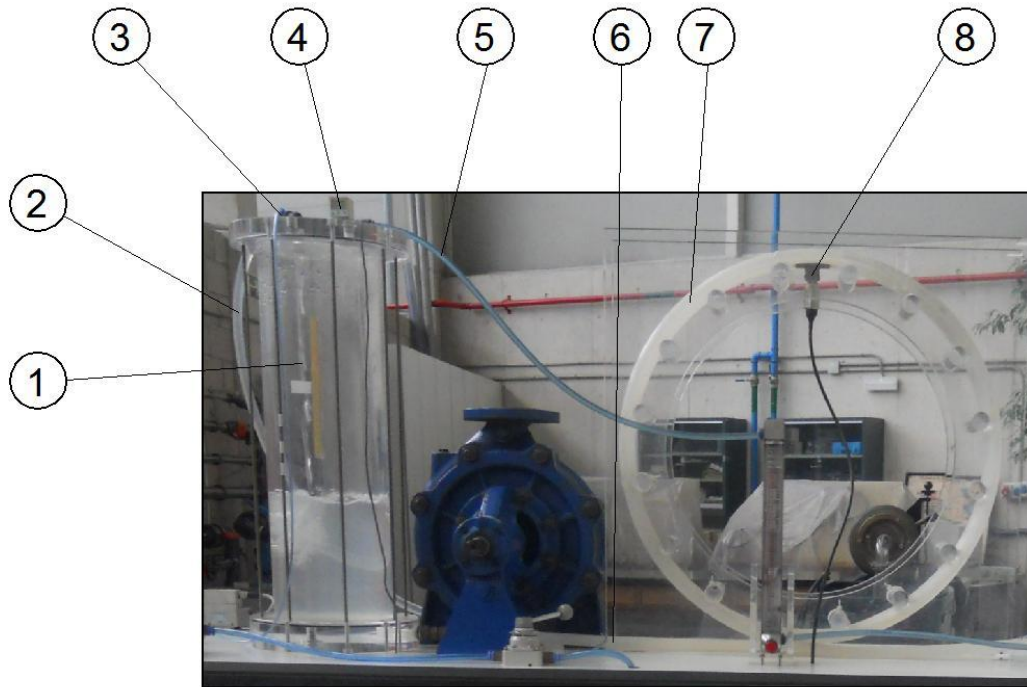


Figura 13: *Circuito alimentación*

Depósito de alimentación (1): está formado por una tubería de metacrilato de diámetro exterior 200 mm, espesor 10 mm y longitud 600 mm. La base y la tapa superior también son de metacrilato. La presión del interior del depósito se controla mediante un regulador de presión conectado a la tapa del depósito (3). Esta presión se mide con un presostato digital SMC ZSE5B (4) situado en la tapa superior. El agua entra en el depósito de alimentación por dos vías diferentes, el circuito de elevación (5) y el circuito de realimentación (2).

Tubería de alimentación (6): está realizada en PEX (polietileno de alta densidad) que conecta el depósito de alimentación con el ariete, se sitúa sobre una bobina (7) en forma de espirales. En el punto medio, hay colocada una T de latón (8) con un sensor DRUCK PDCR910 que está conectado al cuadro eléctrico.

Circuito de elevación:

Este circuito comienza en la salida del calderín y finaliza en el depósito de alimentación. El caudal que circula será el bombeado por el ariete. Consta de varios elementos tal y como se puede ver en la **Figura 14**:

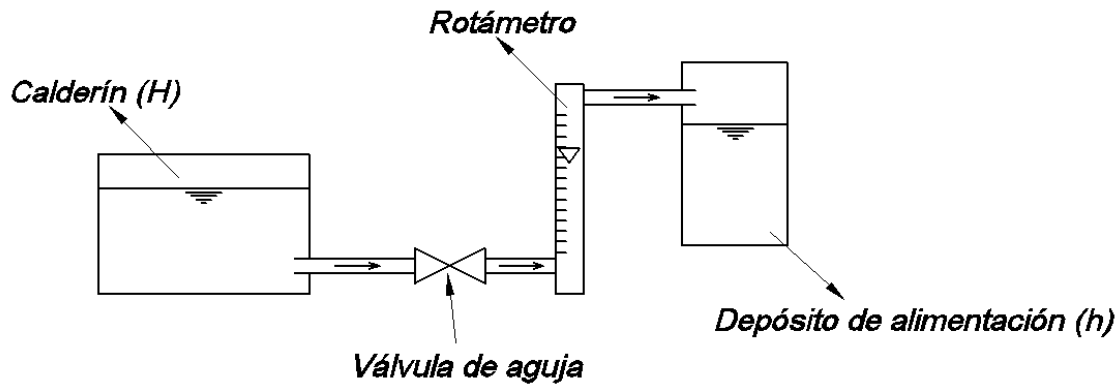


Figura 14: Circuito de elevación

Válvula de aguja: es el modelo SWAGELOK ¼ NPT. El agua del ariete sale a una presión que puede llegar a ser de 10 bar y en el depósito la presión máxima será de 1 bar. Con lo cual se necesita una pérdida de presión que nos proporcionará la válvula de aguja, al abrir o cerrar esta válvula se puede variar la presión en el calderín y el caudal que circula por el circuito de elevación.

Rotámetro: mide el caudal de elevación q en l/h. tiene una escala numerada y el caudal que circula nos lo marca una pieza de acero inoxidable que se eleva en función del caudal. El rotámetro dispone también de una válvula de aguja que nos proporcionará también pérdida de presión. Aparte de la válvula de aguja este modelo de rotámetro nos proporciona una pérdida de presión de 90 mm. C. A.

Circuito de realimentación:

La misión de este circuito es la de devolver el agua que se ha escapado por el desagüe del ariete al depósito de alimentación. En la **Figura 15** se puede ver los elementos de que consta:

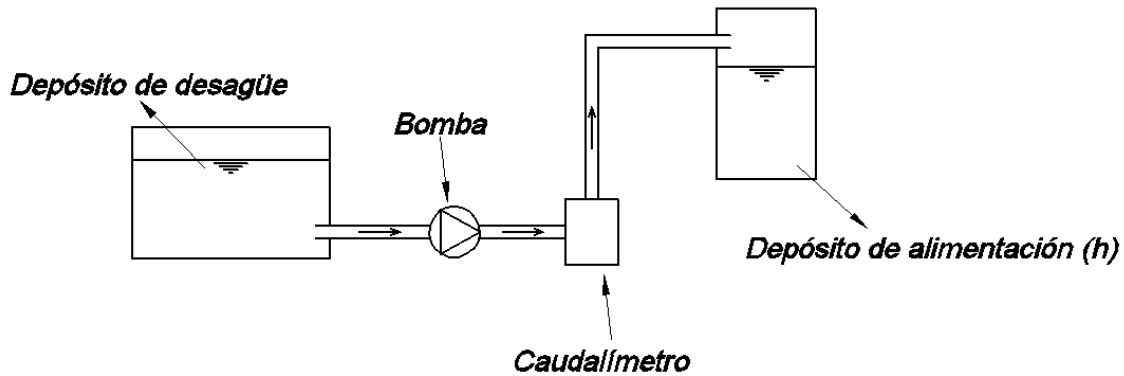


Figura 15: Circuito de realimentación

Depósito de desagüe: se encuentra debajo del ariete y almacena el agua que sale por la tubería de desagüe proveniente del ariete. De la parte inferior del depósito sale una tubería que lo conecta con la bomba.

Bomba: es el modelo SMC PA2000. Es una bomba de membranas que se utiliza para impulsar el agua del depósito de desagüe al depósito de alimentación. Con lo cual, debo vencer la diferencia de altura entre los dos y la diferencia de presión. Este tipo de bomba no precisa energía eléctrica, sino que funciona con aire comprimido. La bomba dispone de un silenciador en la salida del aire para disminuir el ruido.

Caudalímetro PFW720: siendo Q el caudal que sale del depósito de alimentación hacia el ariete y q el caudal de elevación, el caudal que nos dará el caudalímetro es $Q-q$ y nos lo dará l/min. El modo de detección de este tipo de caudalímetros es el de los remolinos de Karman, según el número de remolinos que se forman en un intervalo de tiempo se determina el caudal que está pasando.

Tubería de alimentación: empalma el depósito de desagüe con la bomba y la bomba con el depósito de alimentación.

Circuito de aire comprimido:

El aire comprimido es necesario para que funcione la bomba, da presión al depósito de alimentación y al calderín. El circuito completo tiene varios elementos tal y como se puede apreciar en las **Figuras 16 y 17**.

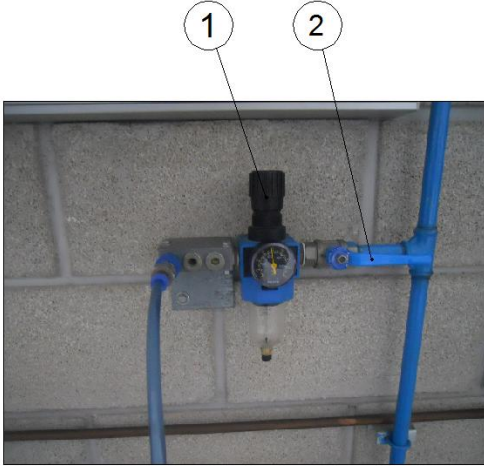


Figura 16 Toma de aire comprimido

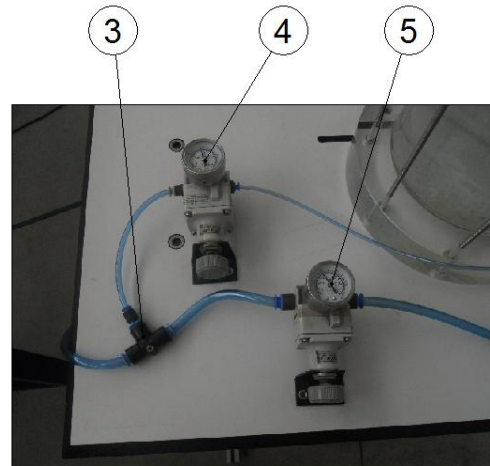


Figura 17: Reguladores de presión y T

La toma general: se efectúa en la instalación existente en el laboratorio, figura, mediante el regulador (1) se proporciona aire comprimido a la presión deseada, para permitir que el aire llegue al ariete hidráulico hay que abrir la válvula (2), en la imagen está abierta. Se puede proporcionar aire de hasta 10 bares de presión.

Filtro: la bomba y los reguladores precisan aire filtrado, por lo tanto la toma general desemboca en un filtro. Los reguladores de presión apenas van a consumir caudal de aire, con lo que la mayor demanda de aire se va a producir en la bomba. A la salida del filtro hay una T (3) que divide el aire entre el regulador de la bomba y el regulador de alimentación.

Regulador de alimentación (4): es un regulador SMC IR2000 y su misión es la de fijar la presión de aire del interior del depósito de alimentación. El rango de presión es de 0-2 bar, pero en este caso, sólo se empleará hasta 1 bar que es el límite del presostato del depósito de alimentación.

Regulador de la bomba (5): es un SMC IR2020 y su rango de presión es de 0-8 bar. Su misión es la de dar presión inicial al calderín y más tarde dar caudal a la bomba. Con ayuda del regulador de aire se irá modificando el caudal de la bomba.

Válvula de tres vías: la salida del regulador de la bomba desemboca en una válvula de tres vías:



Figura 18: Posición 0



Figura 19: Posición I



Figura 20: Posición II

En la **Figura 18** la válvula se encuentra en su posición de reposo impidiendo que el aire circule por una de las dos salidas.

En la **Figura 19** la válvula permite el paso de aire al calderín mientras que obstruye el paso de aire a la bomba. Con la válvula en esta posición y el regulador (5) de la **Figura 17** se le da presión inicial al calderín.

En la **Figura 20** la válvula permite el paso de aire a la bomba y obstruye el paso de aire al calderín. Con la válvula en esta posición y el regulador (5) de la **Figura** se consigue variar el caudal bombeado del depósito de desagüe, con el fin de mantener constante la columna de agua en el depósito de alimentación.

En la **Figura 21** están representadas en un corte las diferentes partes de las que está compuesto el ariete.

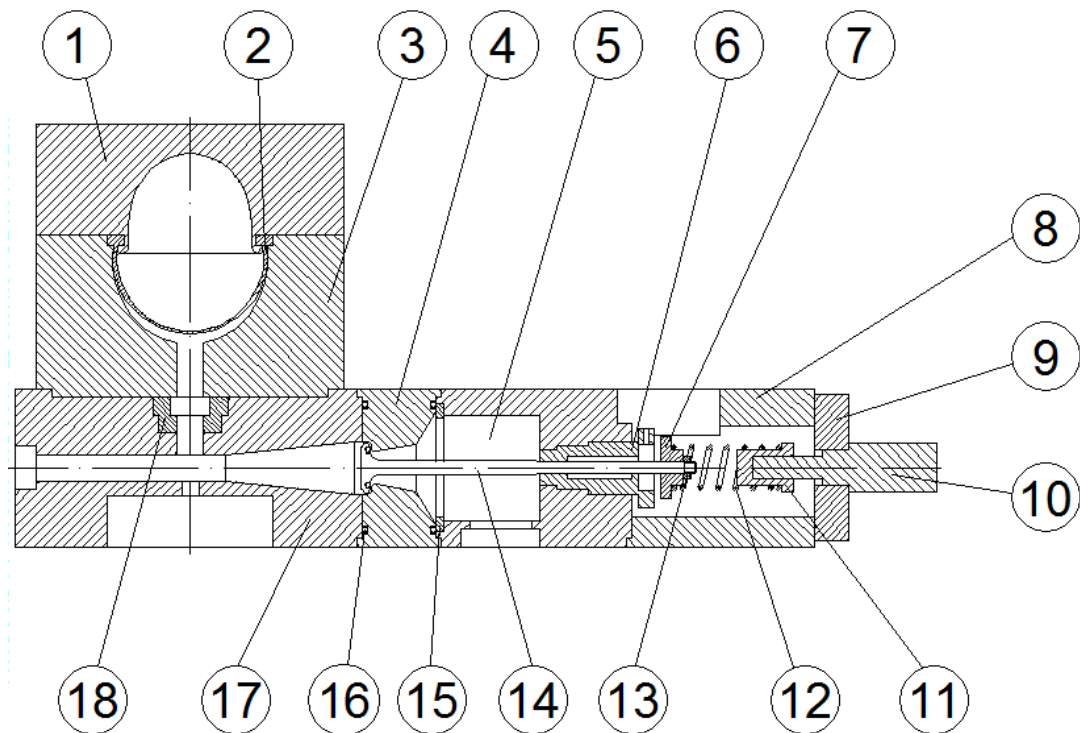


Figura 21: Corte del Ariete Hidráulico

- | | |
|------------------------------------|------------------------------|
| 1) Tapa superior calderín | 10) Micrómetro |
| 2) Vejiga | 11) Apoyo del muelle |
| 3) Tapa inferior calderín | 12) Muelle |
| 4) Carcasa de válvula A | 13) Tope del fin de carrera |
| 5) Desagüe | 14) Eje de válvula A |
| 6) Regulador de carrera | 15) Apoyo del eje válvula A |
| 7) Fin de carrera de válvula A | 16) Junta tórica |
| 8) Carcasa de regulador de cierre | 17) Caja de ariete |
| 9) Sujeción de regulador de cierre | 18) Válvula B (anti retorno) |

DESARROLLO DE LA PRÁCTICA

En esta práctica se nos pide calcular el rendimiento del ariete hidráulico, el coeficiente k de la válvula de aguja y representar el rendimiento frente a la altura y el caudal de elevación. Para ello hemos procedido de la siguiente manera:

Cálculo del rendimiento

Para calcular el rendimiento es necesario saber los siguientes datos: la altura del depósito de alimentación h , la altura de elevación H , el caudal de elevación q , y el caudal que impulsa la bomba en el circuito de realimentación $Q-q$. H , q y $Q-q$ se pueden medir directamente y anotarlos en la tabla, ya que las unidades de dichos datos son las que aparecen en la tabla. En cambio a la hora de calcular la altura del depósito alimentación (h), que expresaremos en bares, hay que tener en cuenta la presión del depósito que será de 1 bar y la observamos en el manómetro, y la presión que nos da la altura de agua. Este dato debe ser constante a lo largo de todo el experimento, de lo contrario obtendríamos datos de rendimiento que no se corresponden con su valor real.

Para calcular la presión por la altura de agua en bares basta saber la altura de agua, su densidad y la constante g . en nuestro caso hemos realizado todas las mediciones con una altura de agua de unos 30 cm. Por tanto:

$$h_{\text{agua}} = \rho \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,3 = 2943 \text{ Pa}$$

1 bar equivale a 100000 Pa, por tanto, para obtener la altura en bares bastaría dividir el resultado por 100000:

$$h_{\text{agua}} = 2943 / 100000 = 0,02943 \text{ bar.}$$

Por tanto la presión que debemos anotar en la tabla será la suma de estas 2 presiones:

$$h = 1 + 0,02943 = 1,02943 \text{ bar.}$$

Conociendo estos datos ya podemos calcular el rendimiento, para ello utilizaremos la siguiente fórmula:

$$\eta = \frac{(H - h) \cdot q}{h \cdot (Q - q)}$$

Con la ayuda de una hoja de cálculo Excel calculamos el rendimiento de todos los casos.

Cálculo del coeficiente k :

. En una instalación de bombeo, la altura que da una bomba es igual a las pérdidas de carga más las pérdidas secundarias. En el caso que nos acontece, dichas pérdidas las provocamos mediante una válvula de aguja. La válvula de aguja estrangula

la sección de paso y por ello aumenta la presión en el calderín, simulando la altura H a la que será bombeada el caudal q . En la **Figura 13** aparece esquematizado el circuito de elevación.

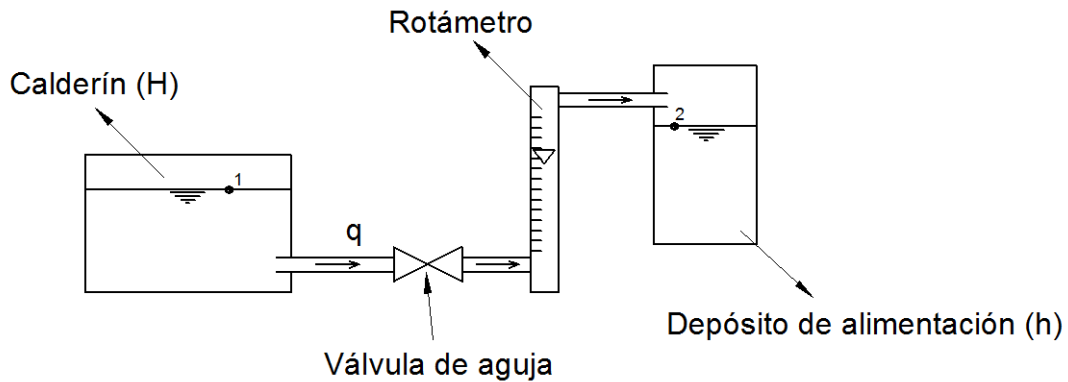


Figura 13: Circuito de elevación

Para calcular el coeficiente k de la válvula de aguja habría que aplicar la ecuación de Bernoulli entre los puntos 1 y 2 y despejar k de dicha ecuación, por tanto:

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + H_{r12} + H_{s12}$$

De la ecuación anterior las velocidades se anulan, ya que son iguales en los puntos 1 y 2, y despreciamos la diferencia de cotas por ser ésta muy pequeña. Las pérdidas de carga las calcularemos con la ecuación de Darcy-Weissbach y en las pérdidas secundarias tendremos en cuenta las pérdidas en el rotámetro (0,09 m.c.a.) y las que se producen en la válvula de aguja.

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + \left(K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + 0.09 \right)$$

De la ecuación anterior, al ser los 3 tramos de tuberías de la misma sección, las velocidades que aparecen en la ec.2 son iguales, por tanto, expresaremos las velocidades en función del caudal q bombeado y de la sección de las tuberías. La suma de las longitudes de las 3 tuberías es $L=1,5$ m.

$$q = v \cdot S; \quad v = \frac{q}{S} = \frac{4 \cdot q}{\pi \cdot D^2}$$

En la ec.2 si sacamos factor común de la velocidad en el segundo miembro y expresándola en función del caudal q y del área según la ec.3 tenemos:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} - 0,09 = \frac{1}{2 \cdot g} \cdot \frac{16 \cdot q^2}{\pi^2 \cdot D^4} \cdot \left(f \cdot \frac{L}{D} + K \right)$$

Desarrollando:

$$\left(\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} - 0,09\right) \cdot \frac{g \cdot \pi^2 \cdot D^4}{8 \cdot q^2} = f \cdot \frac{L}{D} + K$$

Despejando K:

$$K = \left(\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} - 0,09\right) \cdot \frac{g \cdot \pi^2 \cdot D^4}{8 \cdot q^2} - f \cdot \frac{L}{D}$$

Siendo:

- P₁: Presión en el calderín, expresarlo en Pa
- P₂: Presión en el depósito de alimentación más la altura de columna de agua (Pa)
- D: Diámetro interior de las tuberías, siendo D=0.0065 m
- L: La suma de la longitud de las tres tuberías, L=1,5 m
- q: Caudal bombeado en m³/s
- f: Coeficiente de pérdidas primarias

Para el cálculo del coeficiente de pérdidas primarias f , al ser la velocidad del agua tan pequeña y por tanto también el número de Reynolds, se ha considerado régimen laminar. La mayoría de los casos se encuentran en régimen laminar ($Re_D < 2300$), y aunque en algunos casos no nos encontremos en dicho régimen, teniendo en cuenta que las pérdidas primarias son muy pequeñas en comparación con las que da la válvula de aguja y para facilitar los cálculos se ha considerado régimen laminar en todos los casos, por tanto:

$$f = \frac{64}{Re_D}$$

Para el cálculo de k en todos los casos se ha utilizado una hoja de cálculo Excel.

Representación gráfica:

Para la representación gráfica se ha utilizado un programa de cálculo numérico llamado Matlab, que permite realizar representaciones en tres dimensiones.

Aquí tenemos el cuerpo del cuerpo del programa utilizado:

```
clc
clearall
closeall

H=xlsread('nombre del archivo Excel.xls','Hoja1','B7:B156');
q=xlsread('nombre del archivo Excel.xls','Hoja1','C7:C156');
r=xlsread('nombre del archivo Excel.xls','Hoja1','K7:K156');

H=H*100/9.81;
fil=size(H);
col=size(q);

n=1;
```



```

for j=1:fil(1)
    n=1;
    for i=1:col(1)
        HH(i,j)=H(n);
        qq(i,j)=q(n);
        rr(i,j)=r(n)*100;
        n=n+1;
    end
end
end

figure;
surf(HH,qq',rr);
xlabel('Altura ariete (m)','fontsize',14);
ylabel('Caudal (l/h)','fontsize',14);
zlabel('Rendimiento (%)','fontsize',14);

```

Posición regulador de carrera (vueltas)	Posición micrómetro (mm)
0	16
0	14
0	12
0	10
0	8
1	16
1	14
1	12
1	10
1	8
2	16
2	14
2	12
2	10
2	8

Para que Matlab pueda ejecutar el programa, la hoja Excel empleada debe estar guardada en la versión 97-03.

Donde pone ‘nombre del archivo’ debe poner el nombre con el que guardó el archivo Excel, en ‘hoja’ la hoja empleada y a continuación las columnas con las filas del primer dato y el último como en el ejemplo.

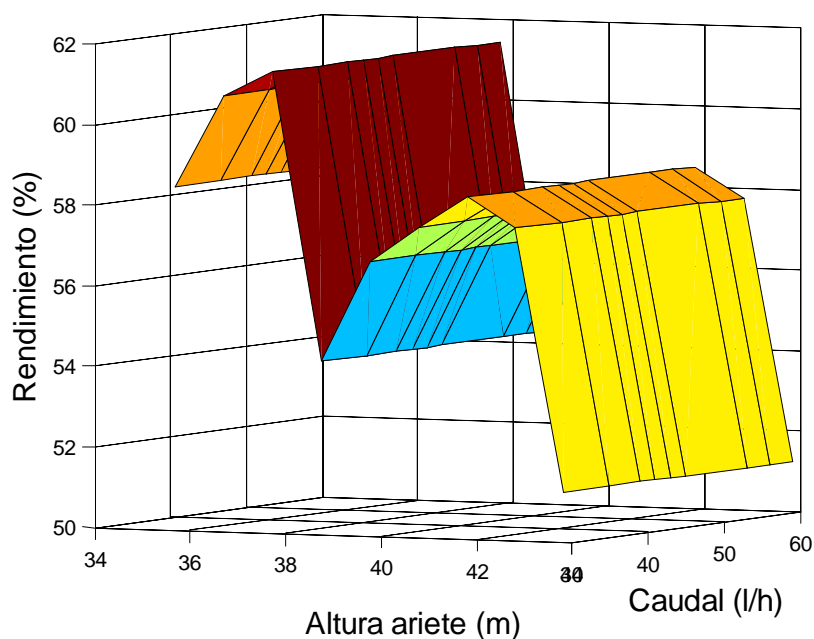
Tablas y gráficas:

A continuación tenemos las tablas y las gráficas de todos los casos para los que se ha realizado el experimento.

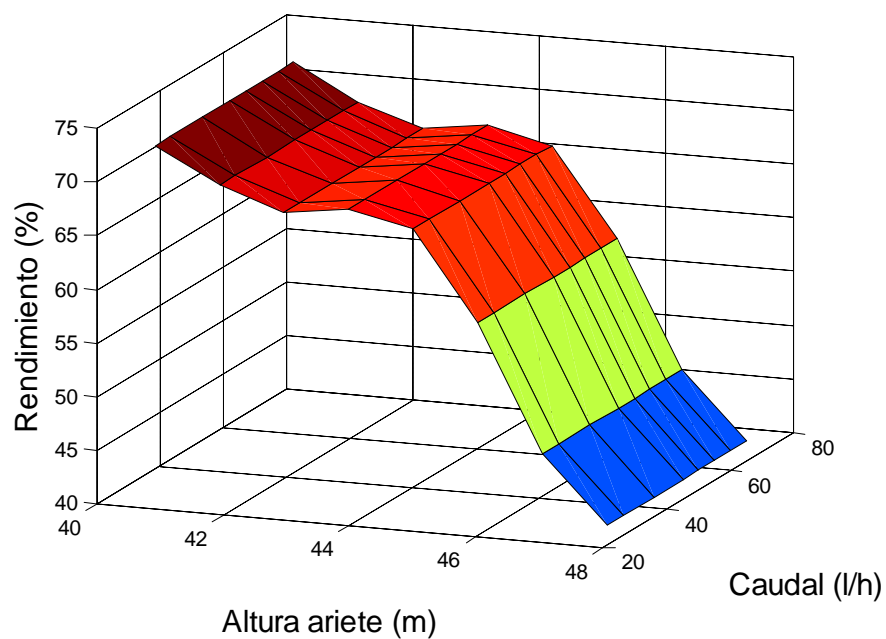
Cabe destacar que los valores obtenidos pueden variar ligeramente con respecto a experimentos posteriores, esto se debe a que los manómetros digitales que miden la presión solamente miden décimas de bar, mientras que los valores de altura y caudal varían en función de las centésimas de bar. Por tanto para mismos valores de presión y

demás parámetros podemos obtener alturas, caudales y por tanto rendimientos diferentes.

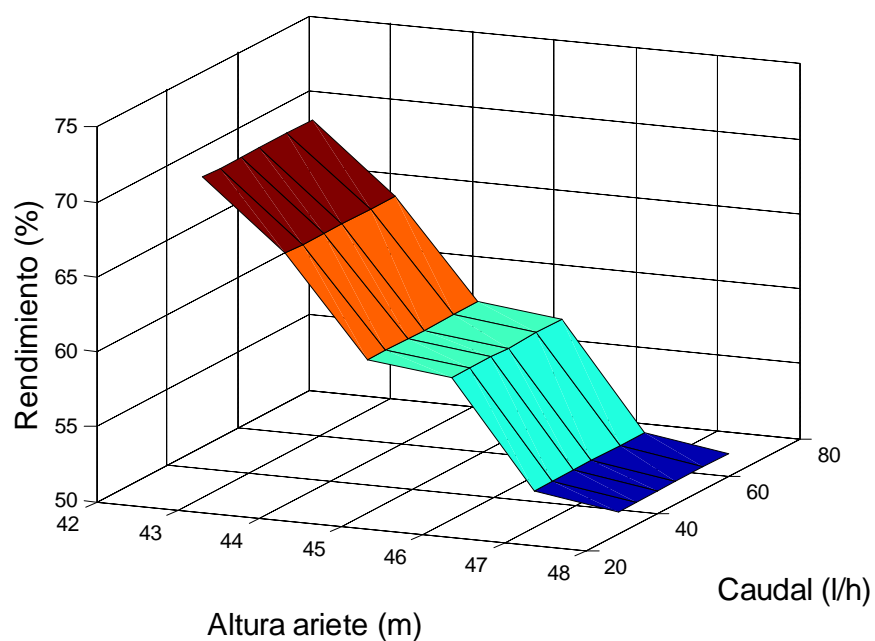
Posición regulador de carrera (vueltas): 0			Posición micrómetro (mm): 16		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	3,5	60	4,1	0,58535116	1952,55762
1,02943	3,6	57	3,9	0,6082633	2251,64521
1,02943	3,7	54	3,8	0,61442101	2606,9901
1,02943	3,8	46	3,8	0,54299433	3728,73326
1,02943	3,9	44	3,6	0,56802866	4223,17236
1,02943	4	42	3,5	0,57712909	4797,12234
1,02943	4,1	40	3,4	0,58486012	5467,61621
1,02943	4,2	36	3,2	0,57748645	6971,37306
1,02943	4,3	30	3,1	0,51243046	10358,0717



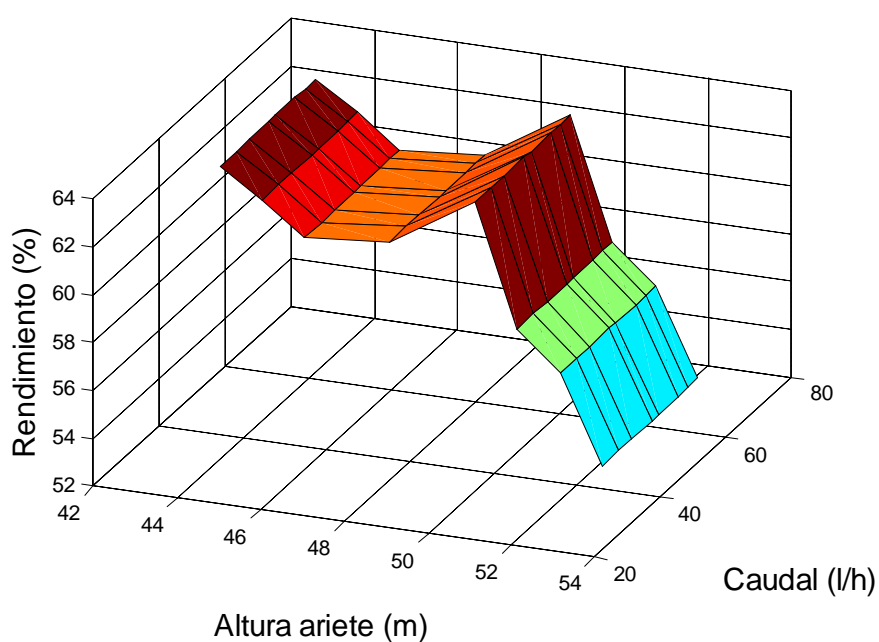
Posición regulador de carrera (vueltas): 0			Posición micrómetro (mm): 14		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	4	67	4,4	0,73234184	1883,26593
1,02943	4,1	62	4,4	0,70050291	2273,93862
1,02943	4,2	57	4,3	0,68044915	2778,71941
1,02943	4,3	52	4	0,68836492	3444,93293
1,02943	4,4	47	3,8	0,6749468	4346,82568
1,02943	4,5	38	3,6	0,59310807	6849,36294
1,02943	4,6	28	3,4	0,47606757	12983,6071
1,02943	4,7	23	3,3	0,41418974	19784,853



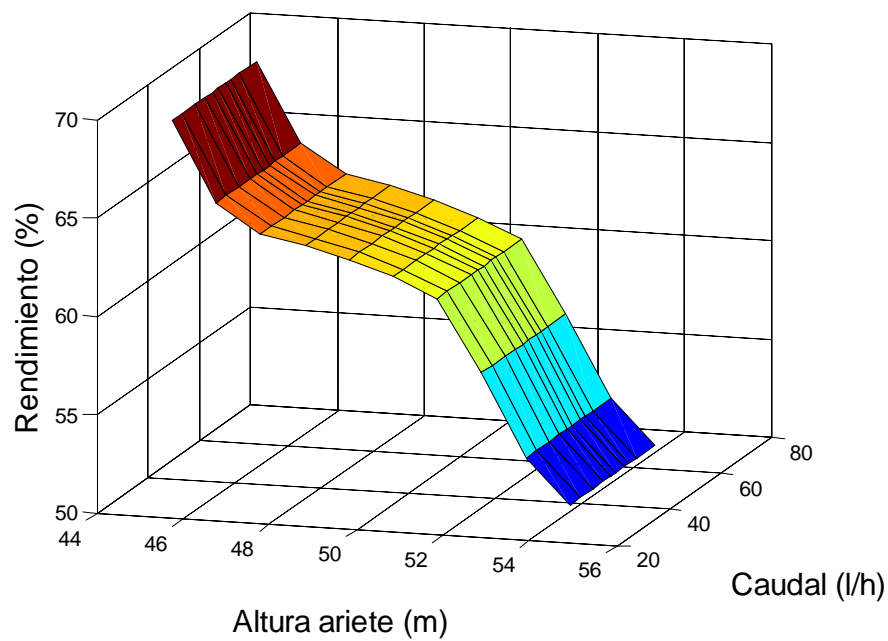
Posición regulador de carrera (vueltas): 0			Posición micrómetro (mm): 12		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	4,2	62	4,5	0,70724266	2348,18698
1,02943	4,3	55	4,4	0,66188935	3079,04842
1,02943	4,4	47	4,3	0,59646461	4346,82568
1,02943	4,5	42	4	0,58998645	5606,10952
1,02943	4,6	36	4	0,52027384	7852,27022
1,02943	4,7	31	3,6	0,51173442	10888,2222



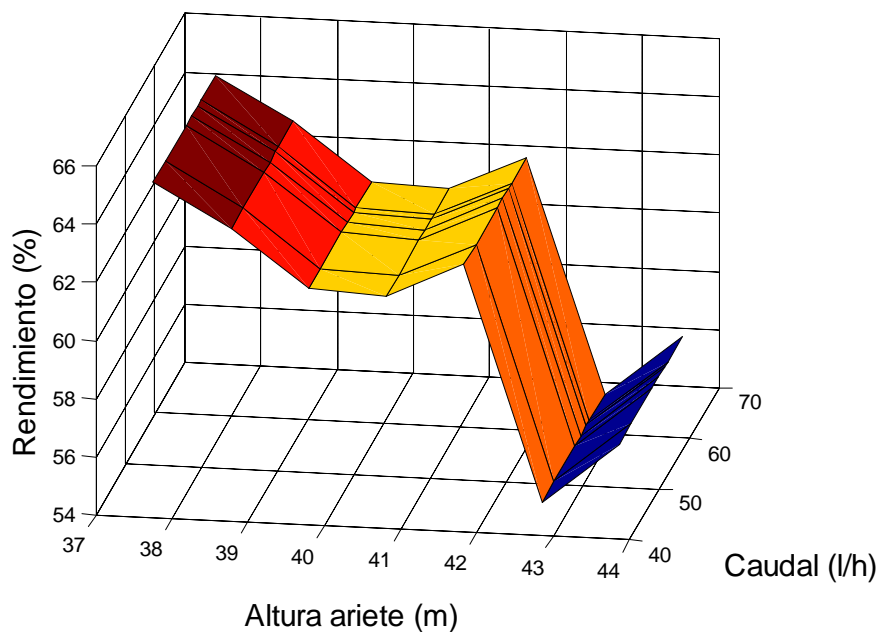
Posición regulador de carrera (vueltas): 0			Posición micrómetro (mm): 10		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	4,3	64	5,3	0,63941009	2273,23974
1,02943	4,4	61	5,3	0,62807173	2579,30068
1,02943	4,5	58	5,3	0,61490052	2938,15864
1,02943	4,7	52	5	0,61804312	3867,13807
1,02943	4,9	50	4,9	0,63944144	4411,28566
1,02943	5	44	4,8	0,58927257	5844,82394
1,02943	5,1	40	4,6	0,57307217	7251,43294
1,02943	5,2	35	4,4	0,53710935	9705,57714



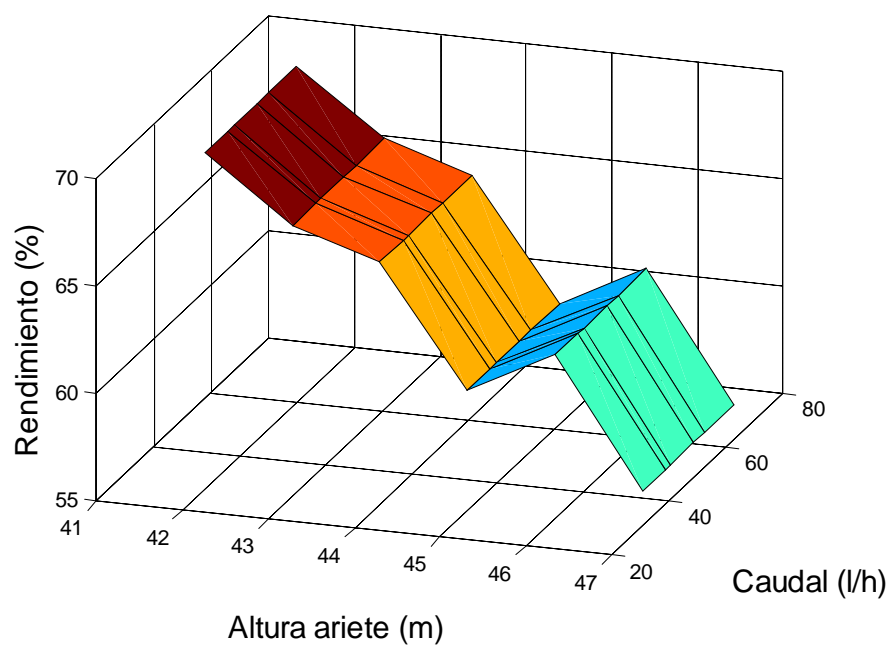
Posición regulador de carrera (vueltas): 0			Posición micrómetro (mm): 8		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	4,4	68	5,4	0,68717988	2075,10765
1,02943	4,5	61	5,3	0,64670572	2656,00336
1,02943	4,6	58	5,3	0,63261809	3023,00129
1,02943	4,7	56	5,3	0,62791029	3334,00461
1,02943	4,8	53	5,2	0,62220209	3824,07487
1,02943	4,9	51	5,2	0,6146016	4239,86483
1,02943	5	48	5,1	0,60502852	4910,71018
1,02943	5,1	44	5,1	0,56857748	5992,24681
1,02943	5,2	39	5	0,52667408	7815,92972
1,02943	5,3	35	4,8	0,50415558	9938,56545



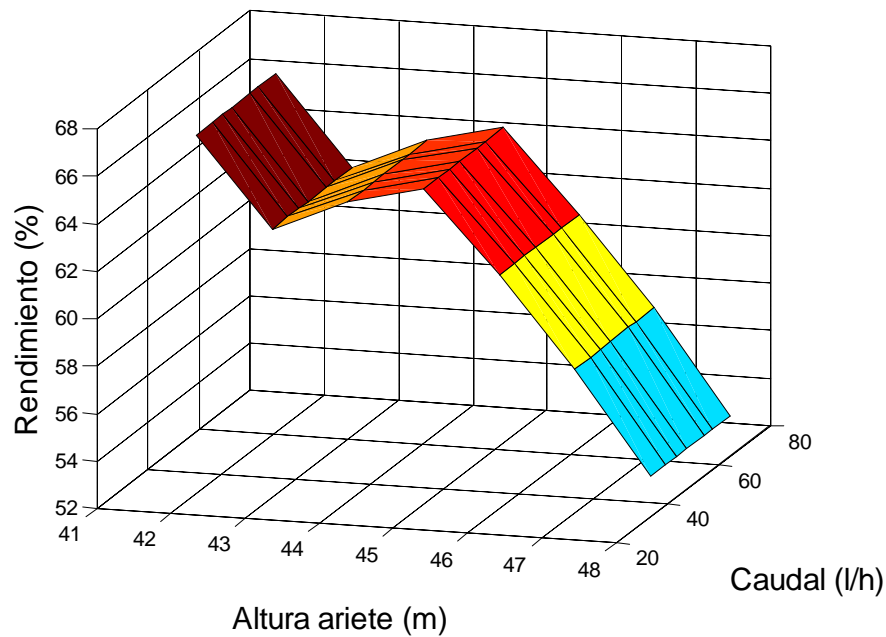
Posición regulador de carrera (vueltas): 1			Posición micrómetro (mm): 16		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	3,7	62	4,1	0,65382832	1976,9452
1,02943	3,8	57	4	0,63919876	2427,33661
1,02943	3,9	56	4,2	0,61966763	2605,91615
1,02943	4	54	4,2	0,6183526	2900,62248
1,02943	4,1	52	4,1	0,63050773	3233,83035
1,02943	4,2	45	4,2	0,54998709	4460,23111
1,02943	4,3	41	3,8	0,57131501	5543,53454



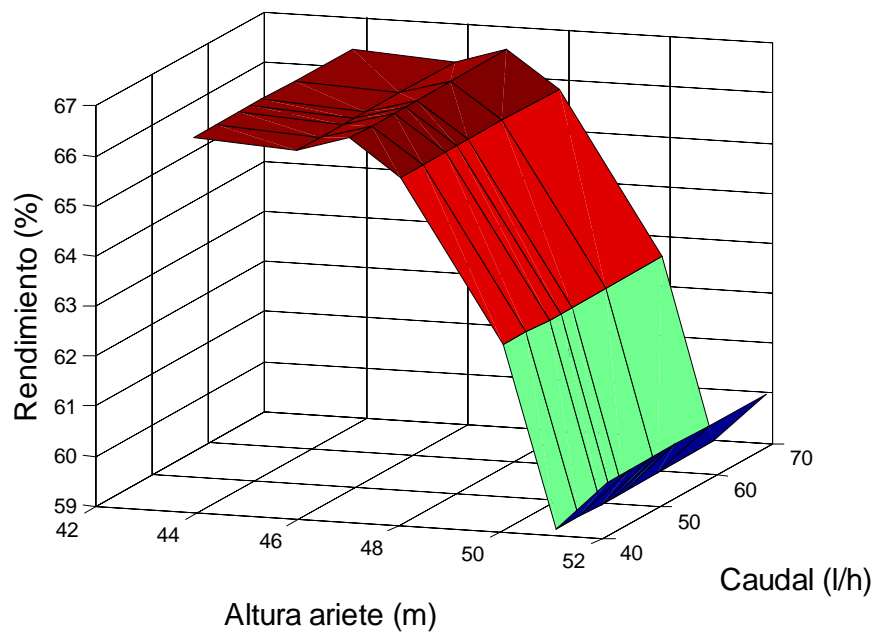
Posición regulador de carrera (vueltas): 1			Posición micrómetro (mm): 14		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	4,1	66	4,7	0,69809899	2006,36299
1,02943	4,2	56	4,3	0,66851144	2878,94932
1,02943	4,3	52	4,2	0,65558564	3444,93293
1,02943	4,4	44	4	0,60027183	4960,28671
1,02943	4,5	42	3,8	0,62103837	5606,10952
1,02943	4,6	34	3,5	0,56156542	8803,80073



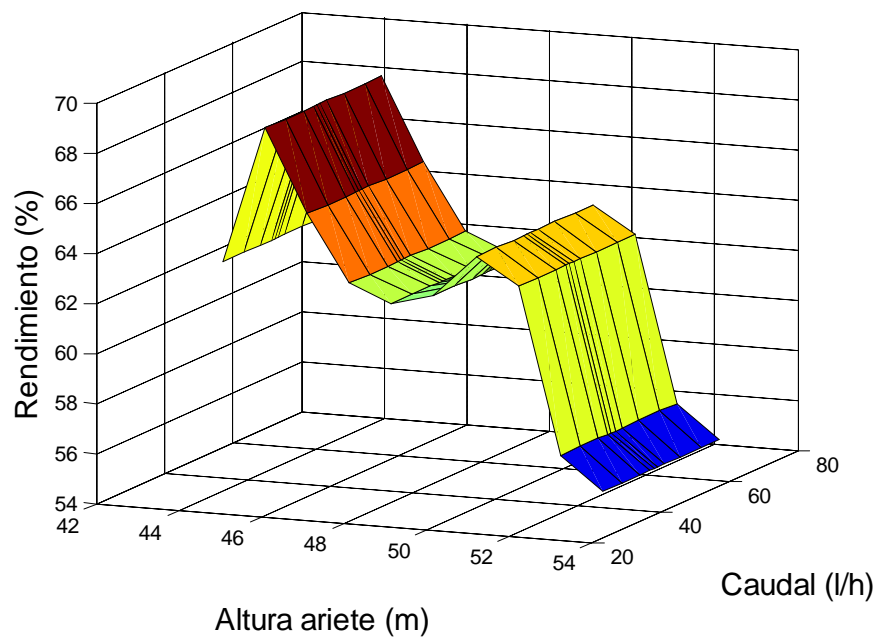
Posición regulador de carrera (vueltas): 1			Posición micrómetro (mm): 12		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	4,1	67	5	0,66615567	1946,84595
1,02943	4,2	60	4,9	0,62855668	2507,52283
1,02943	4,3	57	4,7	0,64217349	2866,56511
1,02943	4,4	50	4,2	0,64964484	3840,4643
1,02943	4,5	46	4,2	0,61540537	4672,90847
1,02943	4,6	42	4,2	0,57808205	5767,90696
1,02943	4,7	36	4	0,53484501	8072,49451



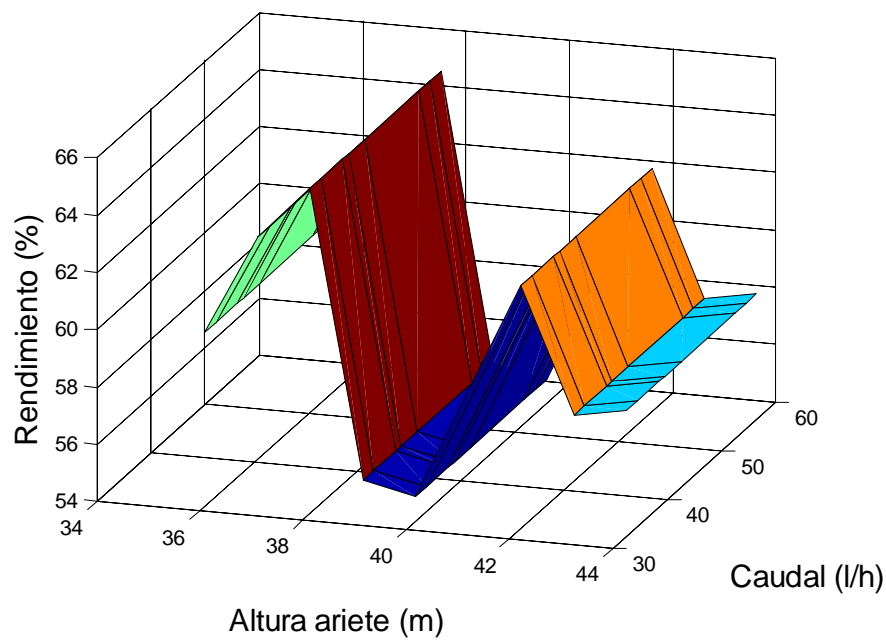
Posición regulador de carrera (vueltas): 1			Posición micrómetro (mm): 10		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	4,3	69	5,5	0,66429622	1955,37941
1,02943	4,5	59	5	0,66303239	2839,31053
1,02943	4,6	53	4,6	0,66605105	3620,86328
1,02943	4,7	51	4,6	0,65886704	4020,40256
1,02943	4,9	49	4,9	0,62665261	4593,31106
1,02943	5	45	4,9	0,59036584	5587,77947
1,02943	5,1	41	4,5	0,60045228	6901,8245



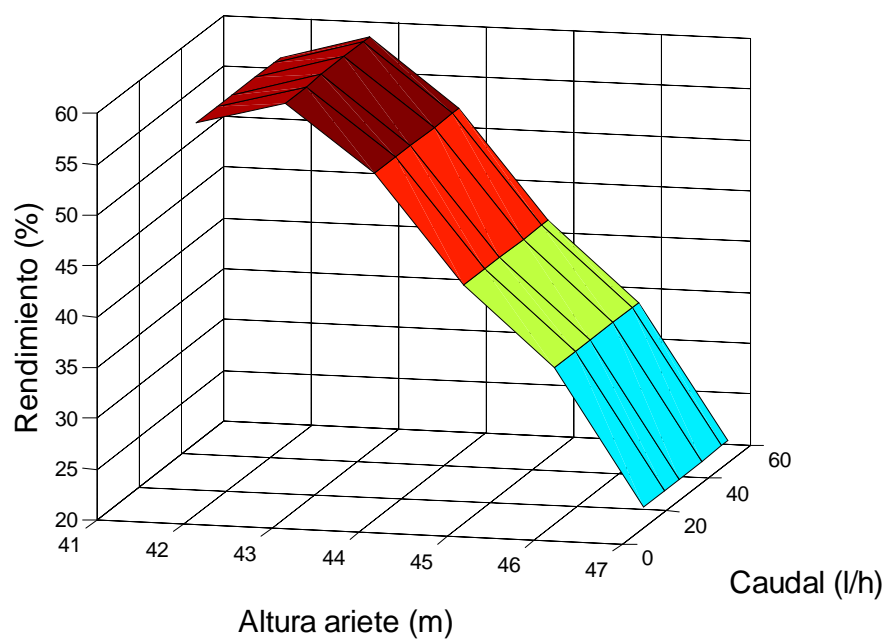
Posición regulador de carrera (vueltas): 1			Posición micrómetro (mm): 8		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	4,3	69	5,8	0,62993607	1955,37941
1,02943	4,4	64	5,1	0,68480209	2342,92008
1,02943	4,5	58	5	0,65179455	2938,15864
1,02943	4,6	53	4,9	0,62527242	3620,86328
1,02943	4,7	51	4,9	0,61852824	4020,40256
1,02943	4,8	50	4,9	0,62292084	4297,12139
1,02943	4,9	49	4,8	0,63970788	4593,31106
1,02943	5	46	4,7	0,6291653	5347,31933
1,02943	5,1	41	4,8	0,56292401	6901,8245
1,02943	5,2	35	4,3	0,54960026	9705,57714



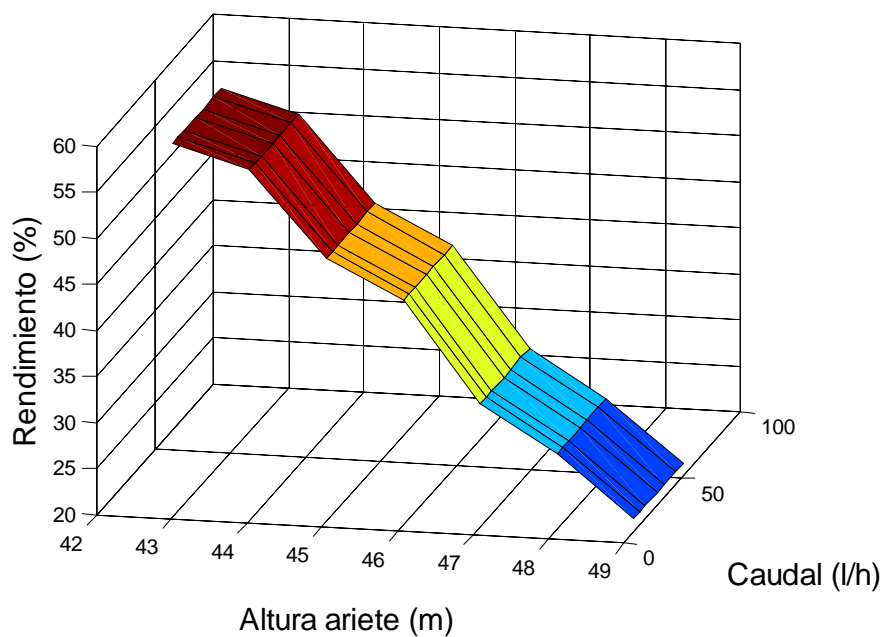
Posición regulador de carrera (vueltas): 2			Posición micrómetro (mm): 16		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	3,5	58	3,9	0,59485687	2089,73213
1,02943	3,6	56	3,7	0,62989428	2332,88297
1,02943	3,7	54	3,6	0,64855551	2606,9901
1,02943	3,8	44	3,6	0,54824065	4075,74949
1,02943	3,9	41	3,5	0,54442227	4864,38956
1,02943	4,1	40	3,2	0,62141387	5467,61621
1,02943	4,2	36	3,2	0,57748645	6971,37306
1,02943	4,3	34	3,1	0,58075452	8063,11558



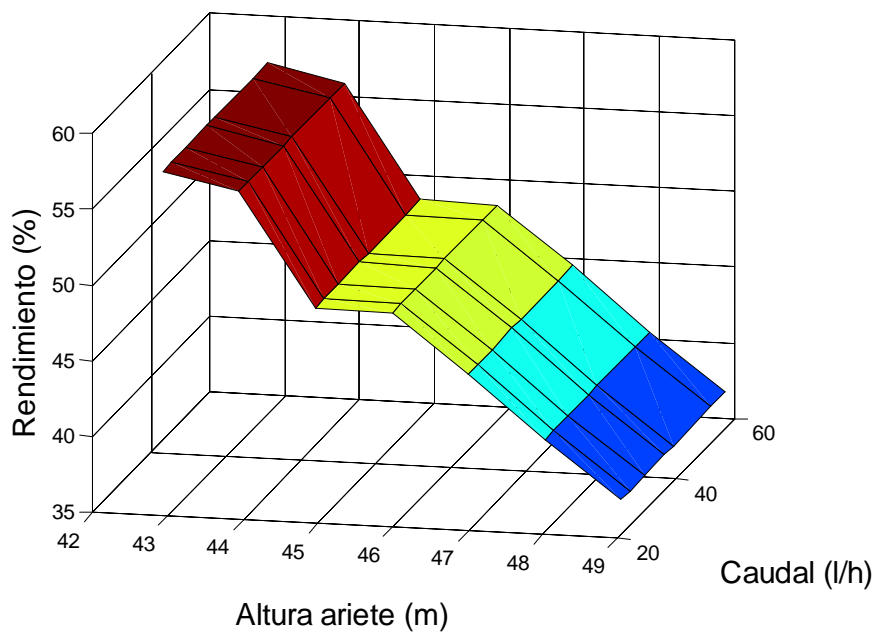
Posición regulador de carrera (vueltas): 2			Posición micrómetro (mm): 14		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	4,1	54	4,7	0,5711719	2998,49994
1,02943	4,2	51	4,4	0,59498604	3471,7469
1,02943	4,3	42	4,2	0,52951148	5282,51465
1,02943	4,4	31	4	0,42291879	9997,24189
1,02943	4,5	24	3,9	0,3457796	17178,8892
1,02943	4,6	14	3,8	0,2129776	51957,6942



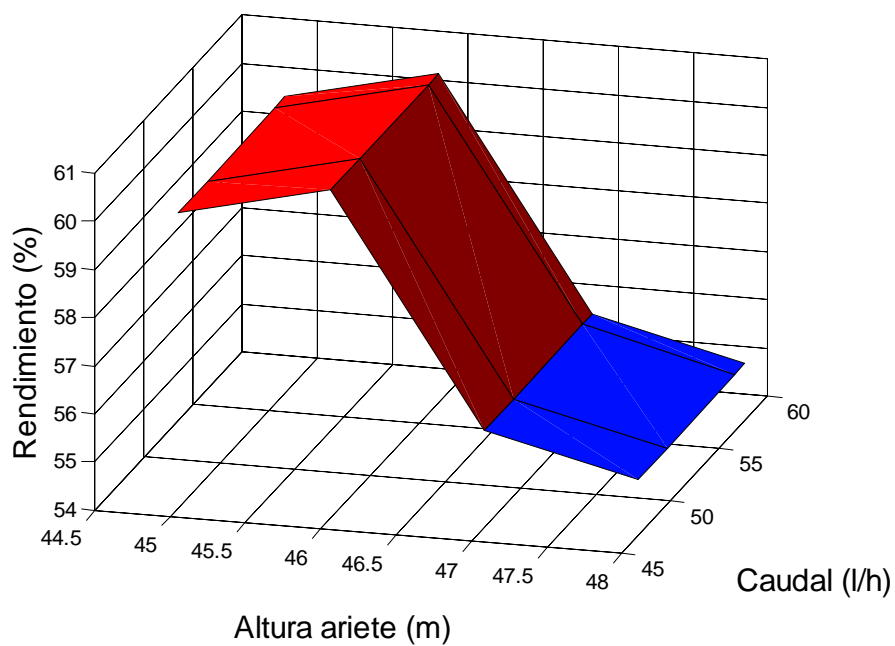
Posición regulador de carrera (vueltas): 2			Posición micrómetro (mm): 12		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	4,2	55	4,8	0,58818064	2984,69778
1,02943	4,3	48	4,5	0,56481224	4043,57705
1,02943	4,4	39	4,5	0,47294144	6314,75587
1,02943	4,5	33	4,3	0,43121933	9083,66271
1,02943	4,6	23	4,1	0,32428993	19245,3243
1,02943	4,7	18	3,9	0,27427949	32308,0737
1,02943	4,8	13	3,8	0,20884241	63638,1961



Posición regulador de carrera (vueltas): 2			Posición micrómetro (mm): 10		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	4,2	59	5,3	0,57143313	2593,33752
1,02943	4,3	54	5,1	0,56065921	3194,25487
1,02943	4,4	41	4,6	0,48638627	5713,32079
1,02943	4,5	38	4,4	0,48527024	6849,36294
1,02943	4,6	31	4	0,44801359	10591,2287
1,02943	4,7	26	3,8	0,40660732	15481,08
1,02943	4,8	23	3,8	0,36949041	20324,3817



Posición regulador de carrera (vueltas): 2			Posición micrómetro (mm): 8		
h (bar)	H (bar)	q (l/h)	Q-q (l/min)	η	K
1,02943	4,4	59	5,4	0,5962296	2757,31952
1,02943	4,5	58	5,4	0,60351347	2938,15864
1,02943	4,6	51	5,3	0,55626763	3910,67143
1,02943	4,7	48	5,2	0,54855899	4539,0817



CONCLUSIONES

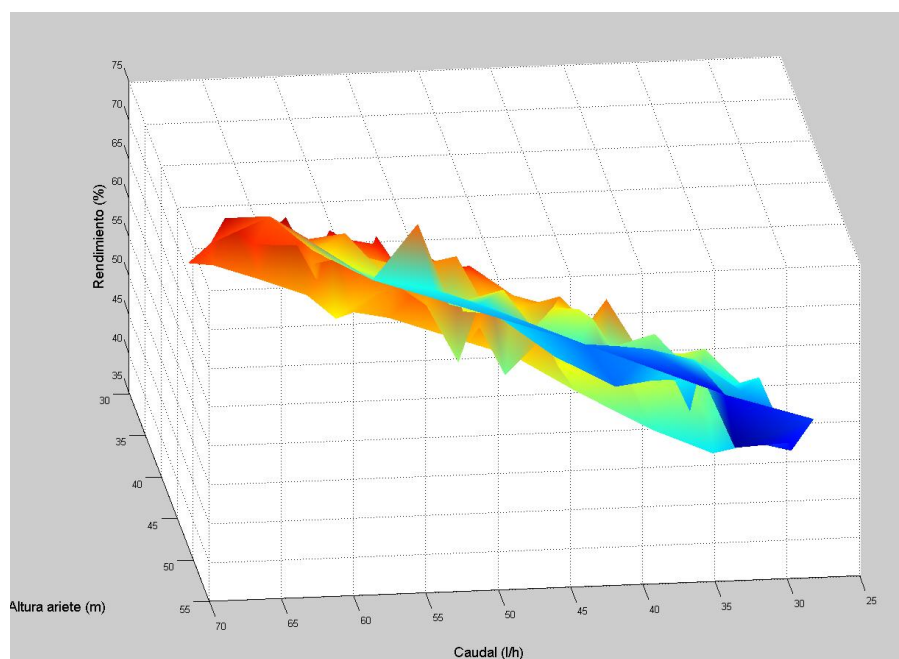
El rendimiento máximo que se ha obtenido es de 73,23%, el regulador de carrera se encuentra en la posición de 0 vueltas y el micrómetro en la de 14 mm. El caudal elevado es de 67 l/h y la presión equivalente a la altura de elevación es de 4 bar. En estas condiciones la válvula de aguja produce unas pérdidas de $K=1883,2656$. Se trata de un buen rendimiento teniendo en cuenta las reducidas dimensiones del equipo.

Observando las gráficas se observa que el rendimiento disminuye conforme aumenta la altura de elevación, lo mismo le ocurre al caudal. Esto tiene sentido aplicando el sentido común, ya que el caudal que le llega a la válvula A del depósito de alimentación es siempre el mismo, por lo tanto al ser mayor la altura de elevación el caudal bombeado tiene que ser menor. Por tanto el rendimiento será siempre menor cuanto mayor sea la altura de elevación.

Para la realización de esta práctica se han realizado muchas medidas que no aparecen en dicha práctica, ya que se podrían hacer estudios de cada milímetro del micrómetro sin embargo se han reducido a los expuestos anteriormente, ya que en estos valores es donde se encuentra el rendimiento máximo del equipo.

Para las condiciones en las que se han realizado los experimentos también hemos tenido que suprimir algunos valores anómalos, unos debido a que no se podía mantener constante el nivel del depósito de alimentación y otros debido a los enormes valores de coeficiente de pérdidas, que se salían de los valores comunes a lo largo de toda la práctica.

Como curiosidad se pusieron todos los datos reunidos a lo largo de los experimentos en una misma gráfica tridimensional para observar la “colina” de rendimientos del ariete hidráulico y el resultado es el siguiente:



Práctica 3: ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA CROSS FLOW

OBJETIVOS

- Deducir experimentalmente las curvas del rendimiento total de la turbina (η_t) en función de la velocidad n (r.p.m.) para diversos grados de apertura del inyector, con la altura neta constante en el entorno de $H = 17$ m.

El salto de agua lo simularemos con una bomba centrífuga, en un circuito cerrado.

- Dibujar las curvas de isorrendimientos, “colinas de rendimiento” (considerando el rendimiento total) en un diagrama (n , Q) para una altura neta uniforme de $H = 17$ m.

- Determinar los diversos coeficientes de velocidad y a qué velocidad debe girar la turbina para obtener el máximo rendimiento, para diversos caudales y altura neta constante de 17 m.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Introducción

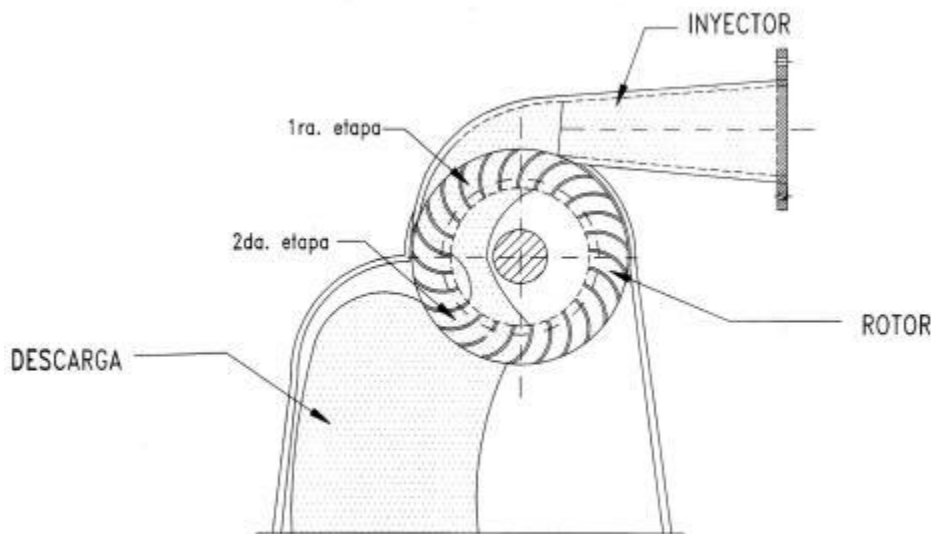
La turbina de flujo transversal, también llamada turbina Banki-Michell o turbina Ossberger, es una turbina de flujo transversal desarrollada por el australiano Anthony Michell, el húngaro Donát Bánki y el alemán Fritz Ossberger.

El inventor de dicha turbina fue Anthony Michell, quien obtuvo una patente para esta máquina en 1903. La turbina fue basada en la teoría de Poncelet, ingeniero francés (1788-1867), quien desarrolló la clásica rueda hidráulica de eje horizontal.

El profesor húngaro Donat Banki hizo un trabajo extensivo sobre esta máquina entre 1912 y 1918. A través de una serie de publicaciones especificó que, para obtener la máxima eficiencia, el ángulo con el cual el chorro golpea al álabe debe ser tan pequeño como sea posible. Basado en esta suposición calculó los ángulos de entrada y salida del rotor, ancho del mismo, la forma del flujo a través de éste, curvatura del álabe, etc. La patente de Ossberger data de 1933 y fabricó dicha turbina desde entonces. A día de hoy la compañía de Ossberger es el principal fabricante mundial de este tipo de turbinas.

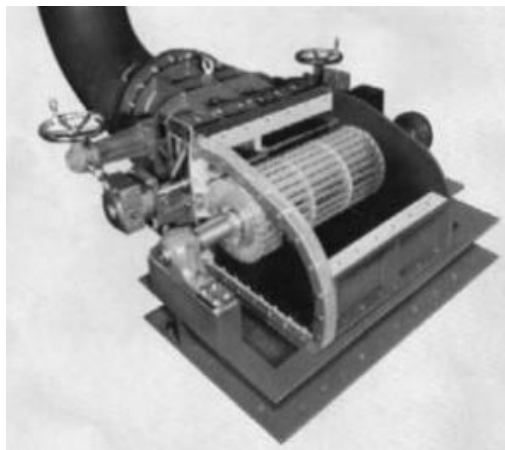
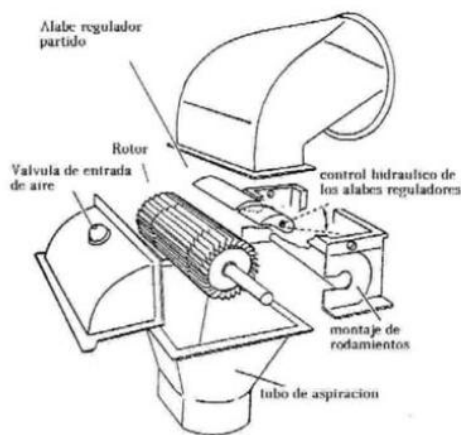
Características y funcionamiento

La turbina de flujo transversal es clasificada como una turbina de acción, es decir, la energía potencial que posee el flujo de agua al entrar en la turbina se transforma en energía cinética y de presión íntegramente en el inyector. Se considera también de doble impulsión y de admisión parcial.



A diferencia de las de flujo axial o radial el agua en una turbina de flujo cruzado pasa a través del rodete de forma transversal y solo de forma parcial; como en una rueda de agua, esta es admitida por su perímetro exterior, la cual luego ingresa al rodete y pasa por los alabes del lado opuesto del rodete. Esto implica que el agua pasa dos veces por los alabes entregando así un trabajo adicional y mejorando su eficiencia.

La turbina está constituida por un inyector de sección rectangular provisto de un álabe longitudinal que regula y orienta el caudal que entra en la turbina, y un rodete de forma cilíndrica, con sus múltiples palas dispuestas como generatrices y soldadas por los extremos a discos terminales.



El primer impulso se produce cuando el caudal entra en la turbina orientado por el álabe del inyector hacia los alabes del rodete. Cuando este caudal ya ha atravesado el interior del rodete proporciona el segundo impulso, al salir del mismo y caer por el tubo de aspiración.

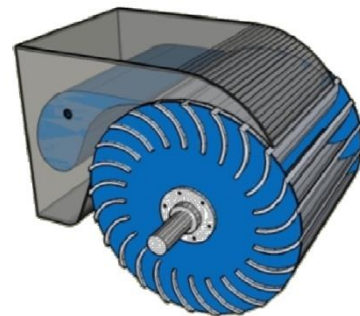
El rodete: la turbina se compone de una rueda hidráulica con un eje horizontal. Dicha rueda tiene diversos álabes (hasta 37) dispuestos radialmente con una torsión que hace que el extremo tenga una cierta inclinación tangencial. Los bordes se afilan para reducir la resistencia al flujo. Cada álabe tiene una sección circular y tiene los extremos soldados a un disco.



Las turbinas de flujo transversal se suelen construir como dos turbinas de diferente capacidad que comparten un mismo eje. Las ruedas son de mismo diámetro, pero con diferentes longitudes para manejar distintos volúmenes a la misma presión.

La geometría de la turbina busca que el chorro de agua sea efectivo. El agua actúa dos veces, pero casi toda la energía se transmite en la primera pasada. Así el agua pasa dos veces: del exterior al interior y del interior al exterior. Sólo un tercio del trabajo se efectúa en la segunda pasada, al salir el flujo del rotor. Ese rotor funciona como una máquina de acción, donde la presión en el rodete se mantiene constante.

Sistema de regulación: el agua fluye primero por el exterior de la turbina hacia el interior. El distribuidor conforma un vano que varía la sección de paso, de ahí pasa a toberas que aceleran el flujo haciéndolo incidir sobre el rotor con un ángulo de 45 a 120 grados para que transmita la energía cinética a los álabes



El sistema de regulación controla el flujo según la potencia deseada y el agua disponible. La admisión de las toberas está estrangulada por dos conductos de admisión que dirigen el flujo para que el agua entre suavemente sin que el flujo se ensanche. Dichos conductos sellan los extremos de la turbina permitiendo cerrar el suministro de agua. De esa forma actúan como válvulas entre la tubería forzada y la turbina.

La mayoría de las turbinas transversales funcionan con dos inyectores, dispuestos de forma que sus flujos no se perturban entre sí. Sin embargo es esencial que la altura y la velocidad de la turbina estén armonizadas. La turbina que se dispone en el laboratorio sólo tiene un inyector debido a que el objetivo de la turbina es solamente didáctico y la anchura del rodete es muy reducida.

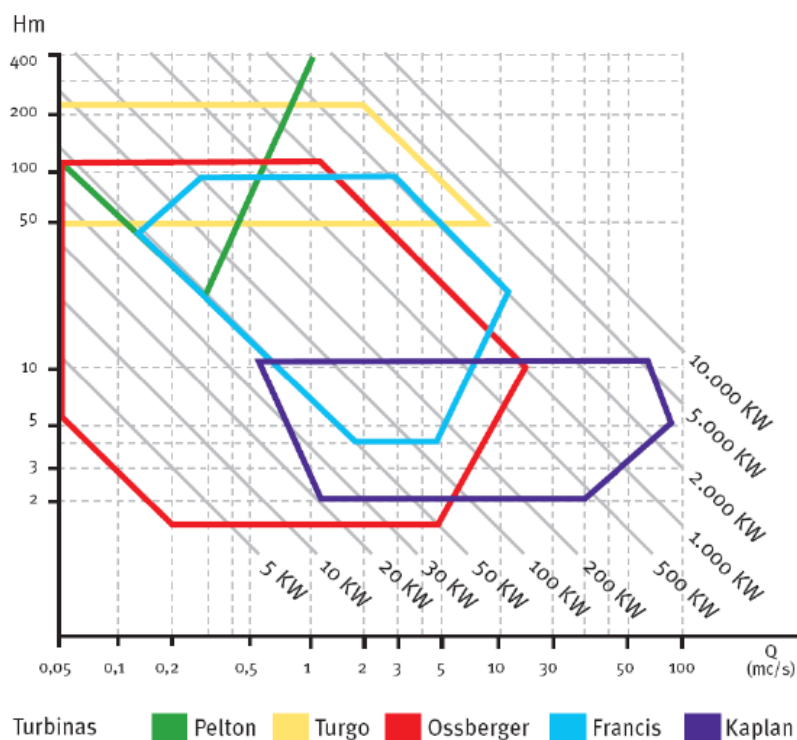
Ventajas

La eficiencia máxima de una turbina de flujo transversal es algo menor que la de una turbina Kaplan, Francis o Pelton equivalente. Sin embargo, esta eficiencia varía menos

con la carga lo que permite operar en un rango desde 1/6 de la carga máxima hasta el 100%.

Además de su buena regulación tiene un precio bajo, lo que lo hace ideal para proyectos de manos de 2000 kW y alturas menores de 200 metros. Particularmente con pequeñas centrales fluyentes, esta curva de eficiencia “plana” da un rendimiento anual superior a otras turbinas, al ser la hidrología de los ríos irregular en algunos meses. La turbina transversal logra unos rendimientos mejores en los meses de menor caudal, logrando un rendimiento promedio mejor.

A continuación se observa una gráfica donde se muestra la eficiencia de la turbina en función de la altura y el caudal. El estudio fue realizado por la IT Power Group.



MONTAJE EXPERIMENTAL

En la **Figura 1** se puede ver el montaje experimental de la turbina del laboratorio. Manejando cualquiera de las cinco válvulas que hay en las cuatro tuberías horizontales en paralelo, se simula aproximadamente una altura neta constante en la turbina. Es posible que en algún caso para simular la altura sea necesario manejar además la válvula de la tubería que desemboca en la turbina.

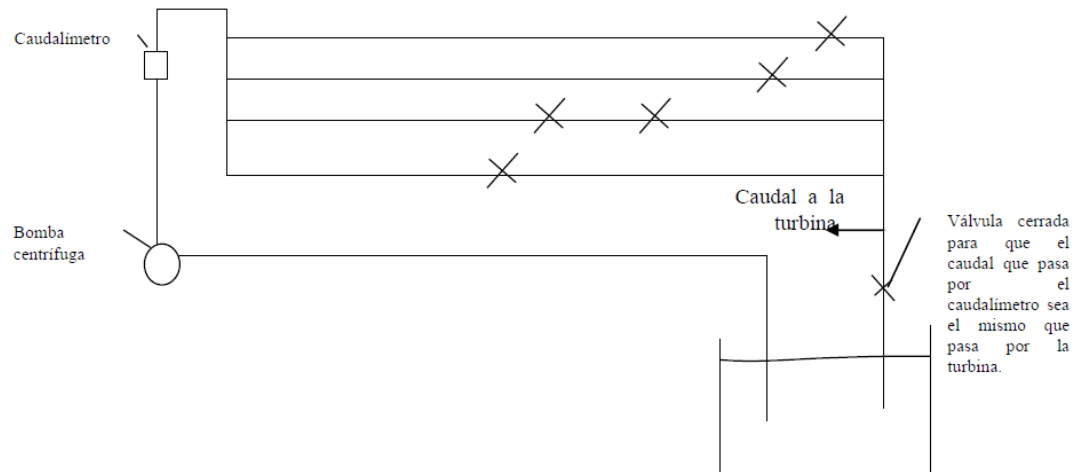


Figura 1: Montaje experimental

ALTURA NETA DE LA TURBINA

Por definición, ésta es la diferencia de alturas totales entre la entrada y salida de la turbina.

$$H = \left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + Z \right)_{Entrada} - \left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + Z \right)_{Salida} \quad (1)$$

Como entrada a la turbina se tomará la del inyector y como salida se considera el eje de rotación de la turbina. Siendo la distancia entre estos dos puntos de 120 mm como se puede apreciar en la **Figura 2**.

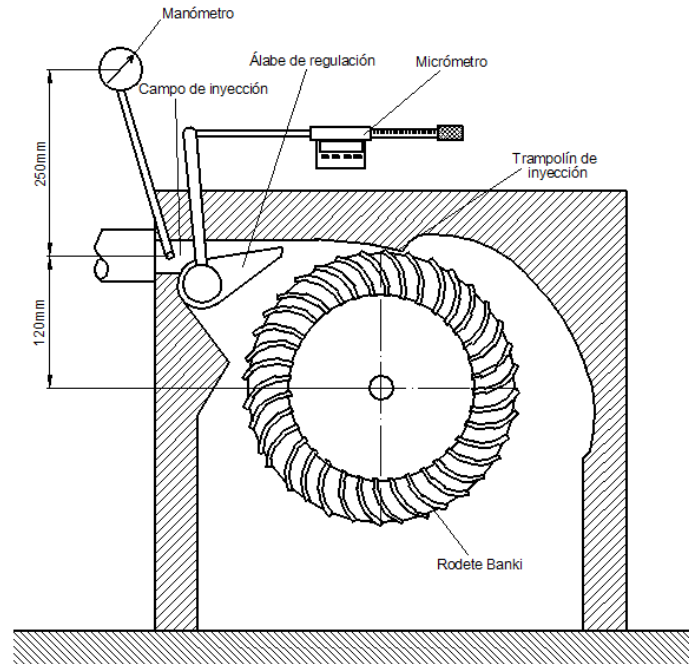


Figura 2: Turbina Banki seccionada

La turbina Banki es de acción, por lo que la presión (relativa) del agua a la salida es cero, lo mismo que a la entrada del rodete, que es un chorro libre. La “z” a la salida es cero, pues se toma como origen.

Para la realización de la práctica se ha escogido como altura neta $H=17$ m, ya que es una altura que entra en los márgenes permitidos por la instalación al estar dentro de la región delimitada por los ejes positivos de abscisas y ordenadas y la curva característica (H,Q).

La presión a la entrada de la turbina se mide con un manómetro (tipo Bourdon o con uno diferencial de diafragma) colocado 250 mm por encima de la entrada.

Expresión de la altura neta:

$$H = \frac{P_E}{\rho \cdot g} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} + Z_E = \frac{P_{\text{Manómetro}}}{\rho \cdot g} + 0,25 + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} + 0,12 \quad (2)$$

Dado que la presión del manómetro viene en kg/cm^2 ó en bar, según el manómetro empleado, y el caudal medido viene en m^3/h , se puede expresar:

$$H = 10 \cdot P_{\text{man}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) + 0,25 + 1,092 \cdot 10^{-2} \cdot Q^2 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) + 0,12 \quad (3)$$

Y si la presión la se mide en bar:

$$H = 10,2 \cdot P_{man} (bar) + 0,25 + 1,092 \cdot 10^{-2} \cdot Q^2 \left(\frac{m^3}{h} \right) + 0,12 \quad (3')$$

Como a lo largo de la experiencia hay que mantener **H=cte≈17 m**, la presión del manómetro, que se ha de conseguir jugando con las válvulas del circuito hidráulico, se deducen de la ecuación (3) ó (3'), siendo para cada caudal distinta. Como indica la siguiente tabla:

Q (m ³ /h)	P _{manómetro} (kg/cm ²) para una altura neta H=17m	P _{manómetro} (bar) para una altura neta H=17m
8	1,56	1,59
10	1,52	1,55
12	1,48	1,51
14	1,42	1,45
16	1,36	1,38
18	1,28	1,31
20	1,20	1,23
22	1,11	1,13
24	1,01	1,03
26	0,91	0,92
28	0,79	0,81
30	0,67	0,68
32	0,53	0,54

A diferencia de otras turbinas de acción como la Turgo y la Pelton donde la influencia del caudal en la presión es pequeña, en la Banki se tienen caudales mayores que influyen significativamente en la presión a la hora de mantener la altura constante; por lo que no se puede considerar la presión constante a lo largo del experimento como en las anteriores, sino que a cada valor de caudal le corresponde un valor de presión, como se puede apreciar en la tabla anterior.

Cuando se realicen medidas, para una posición fija del inyector, la presión indicada por el manómetro oscilará, cambiará aleatoriamente, lo que obligaría a estar continuamente jugando con las válvulas. Para evitar esto se tomará nota de la presión del manómetro en cada medida, anotando esos pequeños cambios caóticos.

Posteriormente se transformarán las medidas obtenidas, mediante las relaciones de semejanza, a las que se habrían obtenido si realmente la altura neta hubiera sido, rigurosamente, **17 m**.

POTENCIA NETA

Es la que el agua entrega a la turbina, la que pierde el flujo. Es la potencia que tiene el agua a la entrada de la turbina menos la que tiene a la salida (que se ha aproximado a cero). Analíticamente queda expresada:

$$P_{neta} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (4)$$

POTENCIA ÚTIL

Es la potencia mecánica que entrega la turbina en su eje (P_{eje}), el producto del “momento de fuerzas” que transmite el eje de la turbina al generador por su velocidad angular. La velocidad angular se mide mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el eje.

El “momento de fuerzas” lo se mide colocando coaxial a la turbina un generador eléctrico que absorbe todo el “par” del eje, y este generador está anclado en un columpio que también es coaxial con el eje de la turbina. El “par de fuerzas” exterior que se ha de hacer sobre el columpio para que no gire, para que no se desplace angularmente, es igual al “par” que entrega la turbina y absorbe el generador. En la **Figura 3** aparece esquematizado como se mide el par.

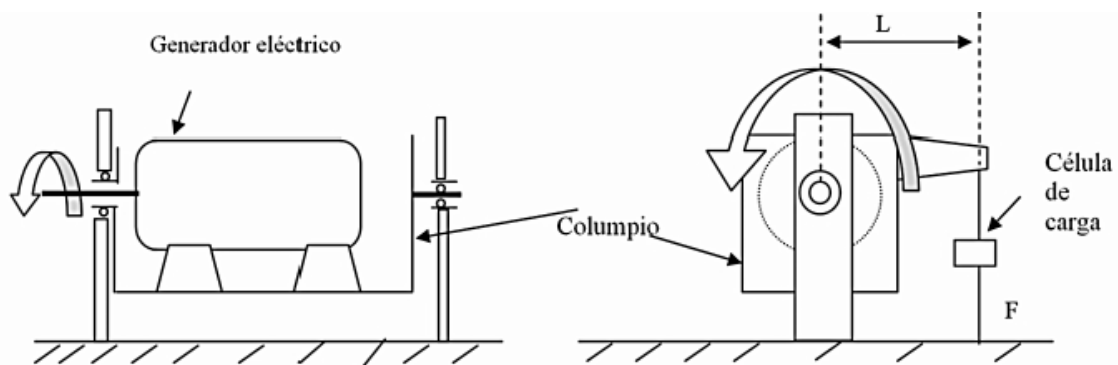


Figura 3: Un esquema de cómo el generador eléctrico, que hace de freno a la turbina, está montado sobre el columpio. La fuerza (F) que mide la célula de carga, multiplicada por la distancia al eje (L), nos da el par que transmite el eje (M).

Así, la potencia útil es:

$$P_{\text{útil}} = P_{\text{eje}} = M \cdot \omega \quad (5)$$

RENDIMIENTO TOTAL

Como es lógico ha de definirse:

$$\eta_{\text{total}} = \frac{P_{\text{eje}}}{P_{\text{neta}}} \quad (6)$$

Si todas las pérdidas están incluidas en las definiciones del rendimiento del inyector y del rodete y éstos están bien definidos ha de cumplirse que:

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{inyector}} \cdot \eta_{\text{rodete}} \quad (7)$$

Comprobación:

$$\eta_{inyector} \cdot \eta_{rodete} = \frac{\frac{C_1^2}{2 \cdot g}}{H} \cdot \frac{P_{eje}}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{C_1^2}{2 \cdot g}} = \frac{P_{eje}}{P_{neta}} = \eta_{total} \quad (8)$$

Por tanto, están definidos coherentemente.

No se ha mencionado un posible rendimiento volumétrico, y esto es porque se supone que el rodete está bien diseñado y por tanto todo el caudal impacta con los álabes, con el rodete, y por tanto: $\eta_{volumetrico}=1$.

COEFICIENTES DE VELOCIDAD

Se definen como el cociente entre la velocidad, la considerada en cada caso, dividida por $(2gH)^{1/2}$, siendo H la altura neta. Así:

K_{U1} se define en la situación de máximo rendimiento, refiriéndose a cada posición del inyector:

$$K_{U1} = \left. \frac{U_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \right|_{con \eta_{max} \text{ para cada "x"}} \quad (9)$$

Siendo U_1 la velocidad del álabe referida al diámetro nominal:

$$U_1 = \omega \cdot R_{rodete} \quad (10)$$

El radio del rodete es 120mm.

Se define $K_{U1(embalamiento)}$:

$$K_{U1(embalamiento)} = \frac{U_{embalamiento}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad (11)$$

PARÁMETROS QUE HAN DE MEDIRSE

Se hará un conjunto de medidas para varias aperturas del inyector, para cada apertura del inyector habrá un caudal y una presión determinados para que la altura simulada sea aproximadamente constante. Para conseguir una altura de 17 m en cada caso, a cada valor de caudal le corresponde un valor de presión, para conseguir esos valores hay que jugar con el micrómetro del inyector y las válvulas de las tuberías. Para ahorrar tiempo a continuación se adjunta una tabla con los valores del micrómetro y de presión que nos dan aproximadamente el caudal deseado:

X (mm)	Q (m ³ /h)	P (bar)
7,6	10	1,52
12	13,8	1,43
17,5	18,1	1,29
19,85	20	1,2
22,6	22,3	1,11
25,1	24	1,01
26,6	26,3	0,91
32,7	30,3	0,66

Para cada abertura del inyector (x) se variará la velocidad de la turbina desde aproximadamente 400rpm hasta 1200rpm tomando hasta 9 valores distintos. Se hará imponiendo diversas frecuencias a la corriente eléctrica producida por el generador, mediante un variador de frecuencia.

Se procurará experimentar, para cada posición del inyector (x), con las velocidades propuestas como orientativas, aunque en los cálculos se tendrán en cuenta las que realmente se hayan medido. Se añadirá la velocidad de embalamiento (M=0).

Se ha elegido el intervalo comprendido entre 400 rpm y 1200 rpm porque entre ellas está el punto de operación de máximo rendimiento de la turbina, e interesa medirlo con precisión. En la **Figura 4** aparece la tabla que habrá que rellenar.

x (mm)	n (rpm) orientativas	n (rpm) medidas	P _{manómetro} (kg/cm ²) ó (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
	≈400				
	≈500				
	≈600				
	≈700				
	≈800				
	≈900				
	≈1000				
	≈1100				
	≈1200				
	≈1300				
	Embalamiento				

Figura 4: Tabla a rellenar para cada "x"

Mientras no se cambie la apertura del inyector (x) ni se modifiquen las válvulas del circuito, el caudal (Q) y la presión indicada por el manómetro tendrían que ser constantes en el tiempo, pero en realidad no es así. Por el comportamiento del motor-bomba que simula el salto de agua y por la falta de estabilidad de la red eléctrica estos valores fluctúan. Se Tomará nota de esas fluctuaciones aunque sean pequeñas.

Estos pequeños cambios harán que cambie la altura neta, que será ligeramente distinta en cada punto de operación medido.

Como se trata de simular un salto de agua de altura constante, mediante las **relaciones de semejanza** se calcularán los puntos homólogos a los medidos y que tengan, todos ellos, **una altura neta constante: $H=17\text{m}$** .

A los valores homólogos a los obtenidos experimentalmente y correspondientes a **$H=17\text{m}$** se les llamará “**datos experimentales corregidos**”. Son los valores experimentales que se habrían obtenido para Q , n y Par si la altura neta real hubiese sido constantemente: **$H=17\text{m}$** .

Los datos obtenidos experimentalmente para cada una de las posiciones del inyector, vienen recogidos en las siguientes tablas:

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
7,6				
	embalamiento			

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
12				
	embalamiento			

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
17,5				
	embalamiento			

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
19,85				
	embalamiento			



x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
22,6				
	embalamiento			

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
25,1				
	embalamiento			

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
26,6				
	embalamiento			

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
32,7				
	embalamiento			



TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS

[illegible]



CONSTRUCCIÓN DE LAS TABLAS

Para cada x se construirá una tabla, a continuación se ven cada una de ellas columna a columna.

Las cinco primeras columnas son los valores directamente medidos. El par se mide con la célula de carga que mide fuerza, pero ya está multiplicada por su brazo, que es una constante, y por tanto en el display aparece el “par de fuerzas” en (N·m).

6ª Columna:

Se calcula la altura neta (H) mediante la expresión (3) ó (3') según el manómetro utilizado.

7ª Columna:

De los valores medidos se obtienen diversas alturas netas “H”. Debido a las fluctuaciones en las medidas, en vez de obtener una sola “H” se obtienen diversas, aunque muy parecidas. Pues bien, hay que corregir estas medidas a las que se habrían obtenido si la altura neta hubiera sido rigurosamente constante e igual a $H=17\text{m}$.

A los valores de “n”, “Q”, y “par” así obtenidos se les llamará “experimentales corregidos”, puntos homólogos.

Cálculo de la velocidad de rotación corregida: $n(\text{homóloga})$ es la velocidad de la turbina que corresponde al punto homólogo al medido, pero con: $H_{\text{homóloga}}=17\text{m}$

$$\frac{H_{\text{homóloga}}}{H} = \left(\frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow \text{obtenemos } n_{\text{homóloga}}$$

8ª Columna:

El caudal del punto homólogo al medido y que corresponde a $H_{\text{homóloga}}=17\text{m}$ se obtiene:

$$\frac{Q_{\text{homólogo}}}{Q} = \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \Rightarrow \text{obtenemos } Q_{\text{homólogo}}$$

9ª Columna:

El par del punto homólogo:

$$\begin{aligned} \frac{Pot_{\text{homóloga}}}{Pot} &= \left(\frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^3 = \frac{Par_{\text{homólogo}}}{Par} \cdot \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \\ \Rightarrow \frac{Par_{\text{homólogo}}}{Par} &= \left(\frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow Par_{\text{homólogo}} \end{aligned}$$

Ya se tienen los valores “experimentales corregidos” $n_{\text{homólogo}}$, $Q_{\text{homólogo}}$, $Par_{\text{homólogo}}$, todos ellos correspondientes a la altura neta $H_{\text{homóloga}}=17\text{m}$.

A partir de ahora todos los cálculos se harán sobre estos valores, columnas 7, 8 y 9.

10ª Columna:

Potencia útil de la turbina ó potencia en el eje, de la ecuación (5).

11ª Columna:

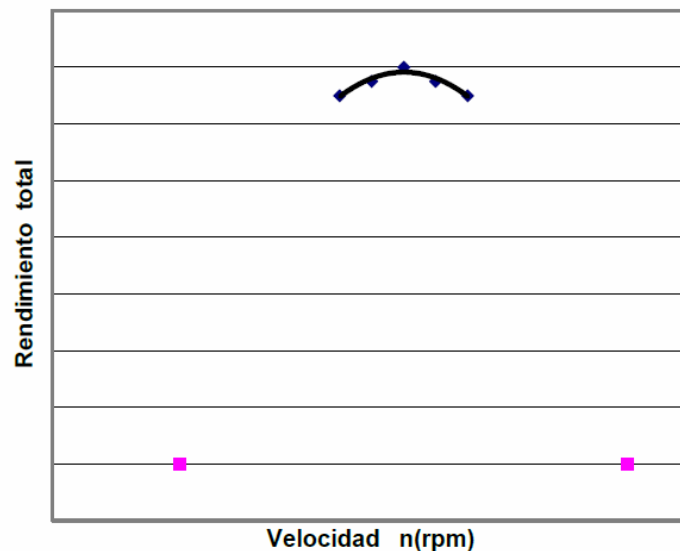
Potencia neta, de la ecuación (4) calculada con el caudal medio de la columna “8”, y la altura neta: H=17m.

12ª Columna:

Rendimiento total de la turbina, de la ecuación (6).

13ª Columna:

Velocidad óptima de la turbina, la que corresponde al rendimiento total máximo de la turbina. Las revoluciones al minuto a que debe girar la turbina para que sea máximo su rendimiento se obtendrá a posteriori. Lo normal es que no coincida con ninguno de los puntos experimentales corregidos. Saldrá interpolando en la gráfica:



Los puntos a tener en cuenta para la interpolación no han de ser todos, únicamente nos interesan los cercanos al máximo rendimiento y si hay algún valor díscolo que se sale de la pauta de los demás lo hemos de achacar a un error de medida y lo lógico es no contar con él.

14ª Columna:

“Coeficiente de velocidad de arrastre” K_{U1} , calculado en la situación de máximo rendimiento, con la velocidad de rotación deducida en la columna anterior.

$$K_{U1} = \left(\frac{U_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \right)_{\eta(\text{máximo})} = \frac{\omega_{\eta(\text{máximo})} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}$$

El radio del rodete es: $R=120\text{mm}$ y $H=17\text{m}$.

15ª Columna:

“Coeficiente de velocidad de embalamiento” $K_{U\text{embalamiento}}$

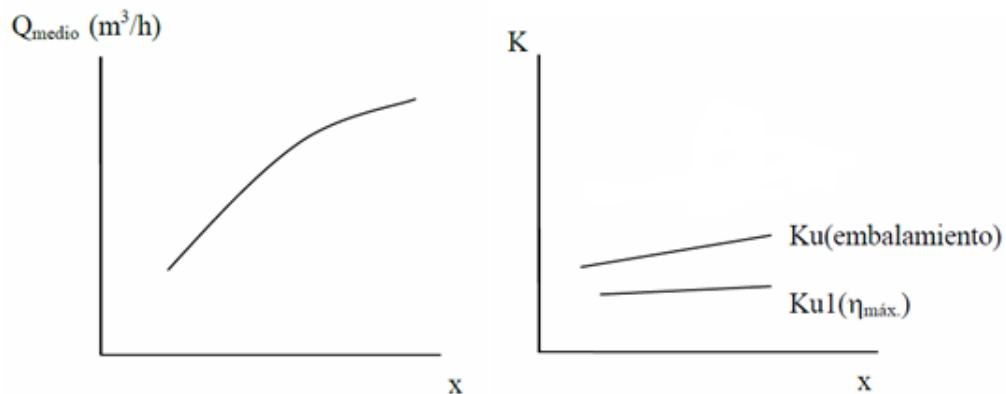
$$K_{U\text{embalamiento}} = \frac{\omega_{\text{embalamiento}} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}$$

El punto de embalamiento es uno de los medidos y corregido para $H=17\text{m}$.

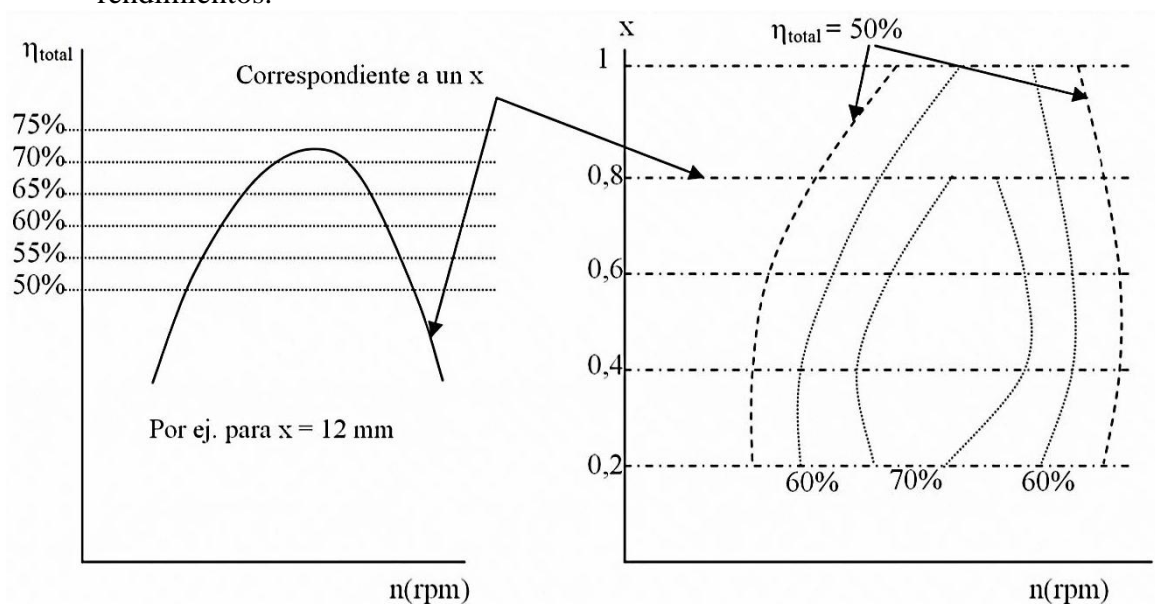
GRÁFICAS QUE HAY QUE REALIZAR

Se realizarán las siguientes gráficas:

1. En función de “x”:



2. Gráficas $\eta_{\text{total}}-n$, para cada x . Con estas gráficas se realizará la colina de rendimientos.





Los datos para construir la colina de rendimientos, el gráfico de la derecha, se tomarán del gráfico anterior, de las intersecciones de las rectas: $\eta_{\text{total}}=0,6$ con la curva ajustada $\eta_{\text{total}}-n(\text{rpm})$. Lo mismo con $\eta_{\text{total}}=0,5-0,4...$ y luego uniendo, aproximadamente, los puntos de igual rendimiento.

De la colina de rendimientos para el rendimiento total, de intentará apreciar dónde está el rendimiento máximo, para qué “caudal” (x ó Q) y para qué (n). Sería como las coordenadas de la cima de la montaña. Ese punto de máximo rendimiento se tomará como el **punto de diseño** de la turbina.

Con las características del punto de diseño se calcula la “**velocidad específica**” en función de la potencia (n_s ; n° de Kammerer), y la velocidad específica adimensional (ω_s).

$n_s = \frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{P_{\text{eje}} (\text{CV ó KW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}} \Bigg _{\text{punto de diseño, } \eta_{\text{máx}}}$	(hay que especificar si la potencia se ha expresado en CV ó en KW)
--	--

$\omega_s = \frac{\omega \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{eje}}}{\rho}}}{(g \cdot H_{\text{neta}})^{\frac{5}{4}}} \Bigg _{\text{punto de diseño, } \eta_{\text{máx}}}$	
---	--

TRABAJO A REALIZAR

- Completar las tablas de valores medidos y calculados.
- Realizar las gráficas correspondientes.
- Cálculo del punto de diseño, del número específico de revoluciones y de la velocidad específica adimensional.
- Discusión de los resultados obtenidos.

Punto de diseño:

n : _____ rpm
 x : _____ mm
 H_{neta} : 17m
 $\eta_{\text{máx}}$: _____ %
 P_{eje} : _____ W = _____ CV



Práctica 3: ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA CROSS FLOW (PROFESOR)

OBJETIVOS

- Deducir experimentalmente las curvas del rendimiento total de la turbina (η_t) en función de la velocidad n (r.p.m.) para diversos grados de apertura del inyector, con la altura neta constante en el entorno de $H = 17$ m.

El salto de agua lo simularemos con una bomba centrífuga, en un circuito cerrado.

- Dibujar las curvas de isorrendimientos, “colinas de rendimiento” (considerando el rendimiento total) en un diagrama (n , Q) para una altura neta uniforme de $H = 17$ m.

- Determinar los diversos coeficientes de velocidad y a qué velocidad debe girar la turbina para obtener el máximo rendimiento, para diversos caudales y altura neta constante de 17 m.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Introducción

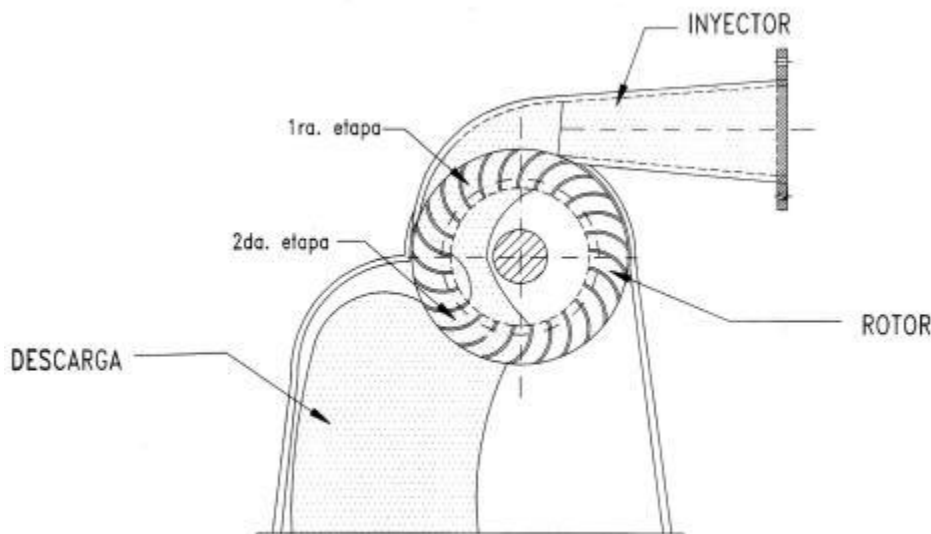
La turbina de flujo transversal, también llamada turbina Banki-Michell o turbina Ossberger, es una turbina de flujo transversal desarrollada por el australiano Anthony Michell, el húngaro Donát Bánki y el alemán Fritz Ossberger.

El inventor de dicha turbina fue Anthony Michell, quien obtuvo una patente para esta máquina en 1903. La turbina fue basada en la teoría de Poncelet, ingeniero francés (1788-1867), quien desarrolló la clásica rueda hidráulica de eje horizontal.

El profesor húngaro Donat Banki hizo un trabajo extensivo sobre esta máquina entre 1912 y 1918. A través de una serie de publicaciones especificó que, para obtener la máxima eficiencia, el ángulo con el cual el chorro golpea al álabe debe ser tan pequeño como sea posible. Basado en esta suposición calculó los ángulos de entrada y salida del rotor, ancho del mismo, la forma del flujo a través de éste, curvatura del álabe, etc. La patente de Ossberger data de 1933 y fabricó dicha turbina desde entonces. A día de hoy la compañía de Ossberger es el principal fabricante mundial de este tipo de turbinas.

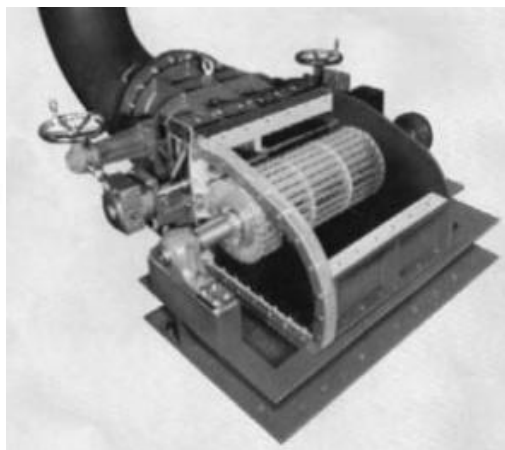
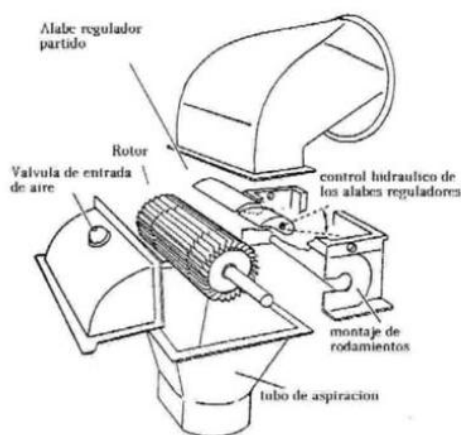
Características y funcionamiento

La turbina de flujo transversal es clasificada como una turbina de acción, es decir, la energía potencial que posee el flujo de agua al entrar en la turbina se transforma en energía cinética y de presión íntegramente en el inyector. Se considera también de doble impulsión y de admisión parcial.



A diferencia de las de flujo axial o radial el agua en una turbina de flujo cruzado pasa a través del rodete de forma transversal y solo de forma parcial; como en una rueda de agua, esta es admitida por su perímetro exterior, la cual luego ingresa al rodete y pasa por los alabes del lado opuesto del rodete. Esto implica que el agua pasa dos veces por los alabes entregando así un trabajo adicional y mejorando su eficiencia.

La turbina está constituida por un inyector de sección rectangular provisto de un álabe longitudinal que regula y orienta el caudal que entra en la turbina, y un rodete de forma cilíndrica, con sus múltiples palas dispuestas como generatrices y soldadas por los extremos a discos terminales.



El primer impulso se produce cuando el caudal entra en la turbina orientado por el álabe del inyector hacia los alabes del rodete. Cuando este caudal ya ha atravesado el

interior del rodete proporciona el segundo impulso, al salir del mismo y caer por el tubo de aspiración.

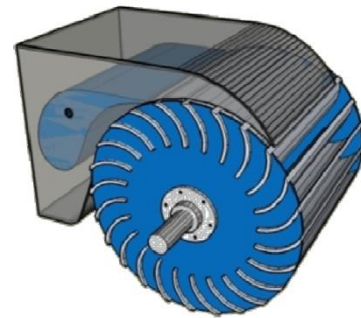
El rodete: la turbina se compone de una rueda hidráulica con un eje horizontal. Dicha rueda tiene diversos álabes (hasta 37) dispuestos radialmente con una torsión que hace que el extremo tenga una cierta inclinación tangencial. Los bordes se afilan para reducir la resistencia al flujo. Cada álabe tiene una sección circular y tiene los extremos soldados a un disco.



Las turbinas de flujo transversal se suelen construir como dos turbinas de diferente capacidad que comparten un mismo eje. Las ruedas son de mismo diámetro, pero con diferentes longitudes para manejar distintos volúmenes a la misma presión.

La geometría de la turbina busca que el chorro de agua sea efectivo. El agua actúa dos veces, pero casi toda la energía se transmite en la primera pasada. Así el agua pasa dos veces: del exterior al interior y del interior al exterior. Sólo un tercio del trabajo se efectúa en la segunda pasada, al salir el flujo del rotor. Ese rotor funciona como una máquina de acción, donde la presión en el rodete se mantiene constante.

Sistema de regulación: el agua fluye primero por el exterior de la turbina hacia el interior. El distribuidor conforma un vano que varía la sección de paso, de ahí pasa a toberas que aceleran el flujo haciéndolo incidir sobre el rotor con un ángulo de 45 a 120 grados para que transmita la energía cinética a los álabes



El sistema de regulación controla el flujo según la potencia deseada y el agua disponible. La admisión de las toberas está estrangulada por dos conductos de admisión que dirigen el flujo para que el agua entre suavemente sin que el flujo se ensanche. Dichos conductos sellan los extremos de la turbina permitiendo cerrar el suministro de agua. De esa forma actúan como válvulas entre la tubería forzada y la turbina.

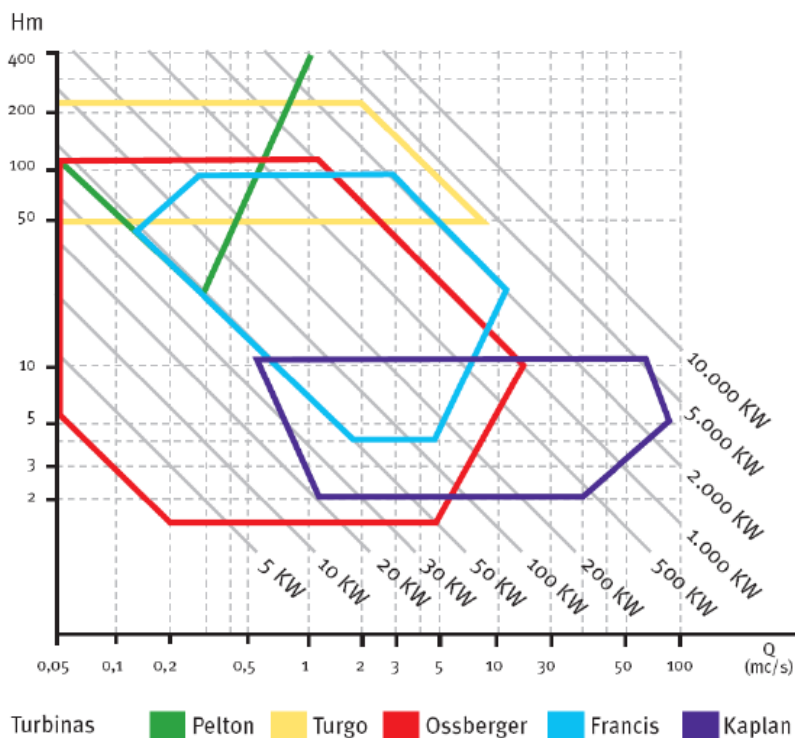
La mayoría de las turbinas transversales funcionan con dos inyectores, dispuestos de forma que sus flujos no se perturban entre sí. Sin embargo es esencial que la altura y la velocidad de la turbina estén armonizadas. La turbina que se dispone en el laboratorio sólo tiene un inyector debido a que el objetivo de la turbina es solamente didáctico y la anchura del rodete es muy reducida.

Ventajas

La eficiencia máxima de una turbina de flujo transversal es algo menor que la de una turbina Kaplan, Francis o Pelton equivalente. Sin embargo, esta eficiencia varía menos con la carga lo que permite operar en un rango desde 1/6 de la carga máxima hasta el 100%.

Además de su buena regulación tiene un precio bajo, lo que lo hace ideal para proyectos de menos de 2000 kW y alturas menores de 200 metros. Particularmente con pequeñas centrales fluyentes, esta curva de eficiencia “plana” da un rendimiento anual superior a otras turbinas, al ser la hidrología de los ríos irregular en algunos meses. La turbina transversal logra unos rendimientos mejores en los meses de menor caudal, logrando un rendimiento promedio mejor.

A continuación se observa una gráfica donde se muestra la eficiencia de la turbina en función de la altura y el caudal. El estudio fue realizado por la IT Power Group.



MONTAJE EXPERIMENTAL

En la **Figura 1** se puede ver el montaje experimental de la turbina del laboratorio. Manejando cualquiera de las cinco válvulas que hay en las cuatro tuberías horizontales en paralelo, se simula aproximadamente una altura neta constante en la turbina. Es posible que en algún caso para simular la altura sea necesario manejar además la válvula de la tubería que desemboca en la turbina.

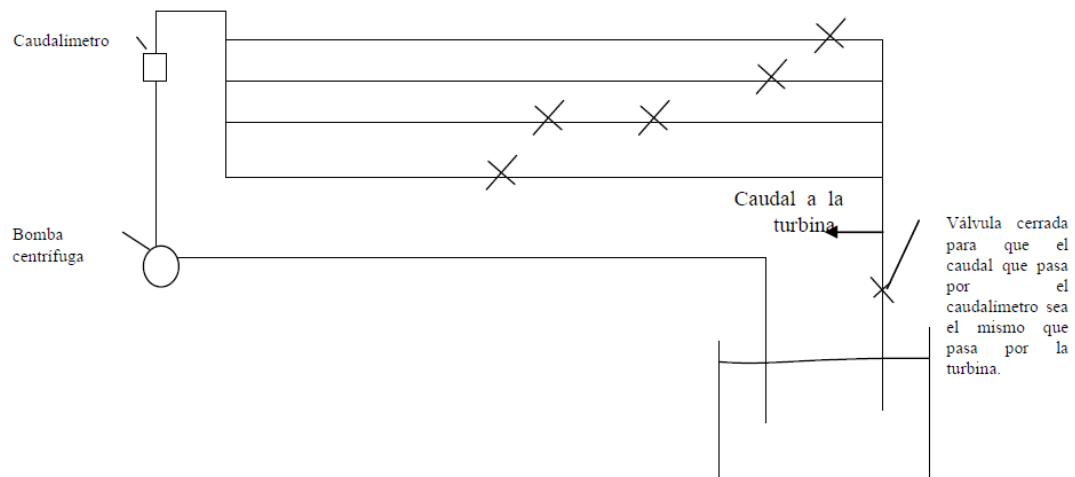


Figura 1: Montaje experimental

ALTURA NETA DE LA TURBINA

Por definición, ésta es la diferencia de alturas totales entre la entrada y salida de la turbina.

$$H = \left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + Z \right)_{Entrada} - \left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + Z \right)_{Salida} \quad (1)$$

Como entrada a la turbina se tomará la del inyector y como salida se considera el eje de rotación de la turbina. Siendo la distancia entre estos dos puntos de 120 mm como se puede apreciar en la **Figura 2**.

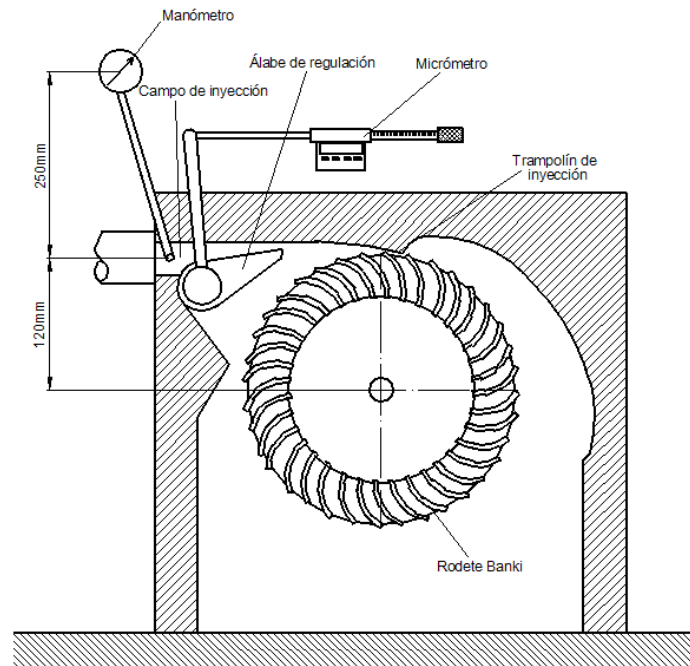


Figura 2: Turbina Banki seccionada

La turbina Banki es de acción, por lo que la presión (relativa) del agua a la salida es cero, lo mismo que a la entrada del rodete, que es un chorro libre. La “z” a la salida es cero, pues se toma como origen.

Para la realización de la práctica se ha escogido como altura neta $H=17$ m, ya que es una altura que entra en los márgenes permitidos por la instalación al estar dentro de la región delimitada por los ejes positivos de abscisas y ordenadas y la curva característica (H,Q).

La presión a la entrada de la turbina se mide con un manómetro (tipo Bourdon o con uno diferencial de diafragma) colocado 250 mm por encima de la entrada.

Expresión de la altura neta:

$$H = \frac{P_E}{\rho \cdot g} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} + Z_E = \frac{P_{\text{Manómetro}}}{\rho \cdot g} + 0,25 + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} + 0,12 \quad (2)$$

Dado que la presión del manómetro viene en kg/cm^2 ó en bar, según el manómetro empleado, y el caudal medido viene en m^3/h , se puede expresar:

$$H = 10 \cdot P_{\text{man}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) + 0,25 + 1,092 \cdot 10^{-2} \cdot Q^2 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) + 0,12 \quad (3)$$

Y si la presión la se mide en bar:



$$H = 10,2 \cdot P_{man} (bar) + 0,25 + 1,092 \cdot 10^{-2} \cdot Q^2 \left(\frac{m^3}{h} \right) + 0,12 \quad (3')$$

Como a lo largo de la experiencia hay que mantener **H=cte≈17 m**, la presión del manómetro, que se ha de conseguir jugando con las válvulas del circuito hidráulico, se deducen de la ecuación (3) ó (3'), siendo para cada caudal distinta. Como indica la siguiente tabla:

Q (m ³ /h)	P _{manómetro} (kg/cm ²) para una altura neta H=17m	P _{manómetro} (bar) para una altura neta H=17m
8	1,56	1,59
10	1,52	1,55
12	1,48	1,51
14	1,42	1,45
16	1,36	1,38
18	1,28	1,31
20	1,20	1,23
22	1,11	1,13
24	1,01	1,03
26	0,91	0,92
28	0,79	0,81
30	0,67	0,68
32	0,53	0,54

A diferencia de otras turbinas de acción como la Turgo y la Pelton donde la influencia del caudal en la presión es pequeña, en la Banki se tienen caudales mayores que influyen significativamente en la presión a la hora de mantener la altura constante; por lo que no se puede considerar la presión constante a lo largo del experimento como en las anteriores, sino que a cada valor de caudal le corresponde un valor de presión, como se puede apreciar en la tabla anterior.

Cuando se realicen medidas, para una posición fija del inyector, la presión indicada por el manómetro oscilará, cambiará aleatoriamente, lo que obligaría a estar continuamente jugando con las válvulas. Para evitar esto se tomará nota de la presión del manómetro en cada medida, anotando esos pequeños cambios caóticos.

Posteriormente se transformarán las medidas obtenidas, mediante las relaciones de semejanza, a las que se habrían obtenido si realmente la altura neta hubiera sido, rigurosamente, **17 m**.

POTENCIA NETA

Es la que el agua entrega a la turbina, la que pierde el flujo. Es la potencia que tiene el agua a la entrada de la turbina menos la que tiene a la salida (que se ha aproximado a cero). Analíticamente queda expresada:

$$P_{neta} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (4)$$

POTENCIA ÚTIL

Es la potencia mecánica que entrega la turbina en su eje (P_{eje}), el producto del “momento de fuerzas” que transmite el eje de la turbina al generador por su velocidad angular. La velocidad angular se mide mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el eje.

El “momento de fuerzas” lo se mide colocando coaxial a la turbina un generador eléctrico que absorbe todo el “par” del eje, y este generador está anclado en un columpio que también es coaxial con el eje de la turbina. El “par de fuerzas” exterior que se ha de hacer sobre el columpio para que no gire, para que no se desplace angularmente, es igual al “par” que entrega la turbina y absorbe el generador. En la **Figura 3** aparece esquematizado como se mide el par.

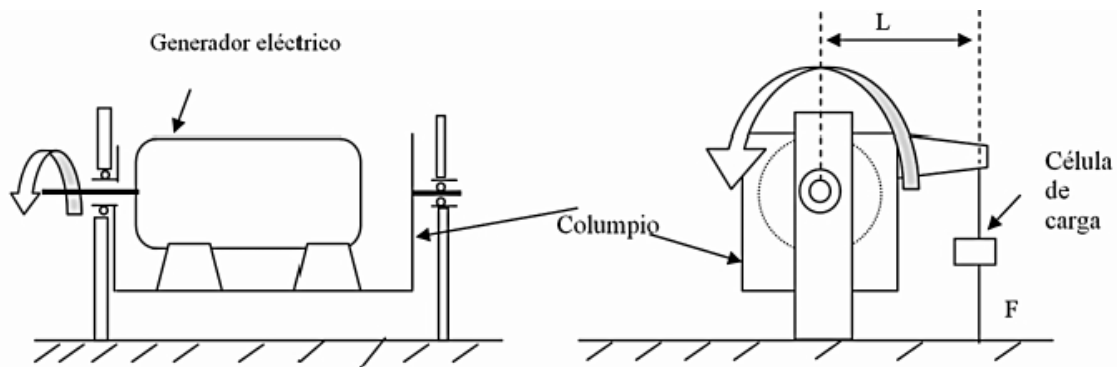


Figura 3: Un esquema de cómo el generador eléctrico, que hace de freno a la turbina, está montado sobre el columpio. La fuerza (F) que mide la célula de carga, multiplicada por la distancia al eje (L), nos da el par que transmite el eje (M).

Así, la potencia útil es:

$$P_{\text{útil}} = P_{eje} = M \cdot \omega \quad (5)$$

RENDIMIENTO TOTAL

Como es lógico ha de definirse:

$$\eta_{\text{total}} = \frac{P_{eje}}{P_{\text{neta}}} \quad (6)$$

Si todas las pérdidas están incluidas en las definiciones del rendimiento del inyector y del rodete y éstos están bien definidos ha de cumplirse que:

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{inyector}} \cdot \eta_{\text{rodete}} \quad (7)$$

Comprobación:

$$\eta_{inyector} \cdot \eta_{rodete} = \frac{\frac{C_1^2}{2 \cdot g}}{H} \cdot \frac{P_{eje}}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{C_1^2}{2 \cdot g}} = \frac{P_{eje}}{P_{neta}} = \eta_{total} \quad (8)$$

Por tanto, están definidos coherentemente.

No se ha mencionado un posible rendimiento volumétrico, y esto es porque se supone que el rodete está bien diseñado y por tanto todo el caudal impacta con los álabes, con el rodete, y por tanto: $\eta_{volumétrico}=1$.

COEFICIENTES DE VELOCIDAD

Se definen como el cociente entre la velocidad, la considerada en cada caso, dividida por $(2gH)^{1/2}$, siendo H la altura neta. Así:

K_{u1} se define en la situación de máximo rendimiento, refiriéndose a cada posición del inyector:

$$K_{U1} = \left[\frac{U_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \right]_{con \ \eta_{max} \ para \ cada \ "x"} \quad (9)$$

Siendo U_1 la velocidad del álabe referida al diámetro nominal:

$$U_1 = \omega \cdot R_{rodete} \quad (10)$$

El radio del rodete es 120mm.

Se define $K_{U1(embalamiento)}$:

$$K_{U1(embalamiento)} = \frac{U_{embalamiento}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad (11)$$

PARÁMETROS QUE HAN DE MEDIRSE

Se hará un conjunto de medidas para varias aperturas del inyector, para cada apertura del inyector habrá un caudal y una presión determinados para que la altura simulada sea aproximadamente constante. Para conseguir una altura de 17 m en cada caso, a cada valor de caudal le corresponde un valor de presión, para conseguir esos valores hay que jugar con el micrómetro del inyector y las válvulas de las tuberías. Para ahorrar tiempo a continuación se adjunta una tabla con los valores del micrómetro y de presión que nos dan aproximadamente el caudal deseado:



X (mm)	Q (m ³ /h)	P (bar)
7,6	10	1,52
12	13,8	1,43
17,5	18,1	1,29
19,85	20	1,2
22,6	22,3	1,11
25,1	24	1,01
26,6	26,3	0,91
32,7	30,3	0,66

Para cada abertura del inyector (x) se variará la velocidad de la turbina desde aproximadamente 400rpm hasta 1200rpm tomando hasta 9 valores distintos. Se hará imponiendo diversas frecuencias a la corriente eléctrica producida por el generador, mediante un variador de frecuencia.

Se procurará experimentar, para cada posición del inyector (x), con las velocidades propuestas como orientativas, aunque en los cálculos se tendrán en cuenta las que realmente se hayan medido. Se añadirá la velocidad de embalamiento (M=0).

Se ha elegido el intervalo comprendido entre 400 rpm y 1200 rpm porque entre ellas está el punto de operación de máximo rendimiento de la turbina, e interesa medirlo con precisión. En la **Figura 4** aparece la tabla que habrá que rellenar.

x (mm)	n (rpm) orientativas	n (rpm) medidas	P _{manómetro} (kg/cm ²) ó (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
	≈400				
	≈500				
	≈600				
	≈700				
	≈800				
	≈900				
	≈1000				
	≈1100				
	≈1200				
	≈1300				
	Embalamiento				

Figura 4: Tabla a rellenar para cada "x"

Mientras no se cambie la apertura del inyector (x) ni se modifiquen las válvulas del circuito, el caudal (Q) y la presión indicada por el manómetro tendrían que ser constantes en el tiempo, pero en realidad no es así. Por el comportamiento del motor-bomba que simula el salto de agua y por la falta de estabilidad de la red eléctrica estos valores fluctúan. Se Tomará nota de esas fluctuaciones aunque sean pequeñas.

Estos pequeños cambios harán que cambie la altura neta, que será ligeramente distinta en cada punto de operación medido.



Como se trata de simular un salto de agua de altura constante, mediante las **relaciones de semejanza** se calcularán los puntos homólogos a los medidos y que tengan, todos ellos, **una altura neta constante: $H=17m$** .

A los valores homólogos a los obtenidos experimentalmente y correspondientes a **$H=17m$** se les llamará “**datos experimentales corregidos**”. Son los valores experimentales que se habrían obtenido para Q , n y P si la altura neta real hubiese sido constantemente: **$H=17m$** .

Los datos obtenidos experimentalmente para cada una de las posiciones del inyector, vienen recogidos en las siguientes tablas:

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
7,6				
	embalamiento			

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
12				
	embalamiento			

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
17,5				
	embalamiento			

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
19,85				
	embalamiento			



x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
22,6				
	embalamiento			

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
25,1				
	embalamiento			

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
26,6				
	embalamiento			

x (mm)	n (rpm)	P manómetro (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
32,7				
	embalamiento			



TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS

[illegible]



CONSTRUCCIÓN DE LAS TABLAS

Para cada x se construirá una tabla, a continuación se ven cada una de ellas columna a columna.

Las cinco primeras columnas son los valores directamente medidos. El par se mide con la célula de carga que mide fuerza, pero ya está multiplicada por su brazo, que es una constante, y por tanto en el display aparece el “par de fuerzas” en (N·m).

6ª Columna:

Se calcula la altura neta (H) mediante la expresión (3) ó (3') según el manómetro utilizado.

7ª Columna:

De los valores medidos se obtienen diversas alturas netas “H”. Debido a las fluctuaciones en las medidas, en vez de obtener una sola “H” se obtienen diversas, aunque muy parecidas. Pues bien, hay que corregir estas medidas a las que se habrían obtenido si la altura neta hubiera sido rigurosamente constante e igual a $H=17\text{m}$.

A los valores de “n”, “Q”, y “par” así obtenidos se les llamará “experimentales corregidos”, puntos homólogos.

Cálculo de la velocidad de rotación corregida: $n(\text{homóloga})$ es la velocidad de la turbina que corresponde al punto homólogo al medido, pero con: $H_{\text{homóloga}}=17\text{m}$

$$\frac{H_{\text{homóloga}}}{H} = \left(\frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow \text{obtenemos } n_{\text{homóloga}}$$

8ª Columna:

El caudal del punto homólogo al medido y que corresponde a $H_{\text{homóloga}}=17\text{m}$ se obtiene:

$$\frac{Q_{\text{homólogo}}}{Q} = \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \Rightarrow \text{obtenemos } Q_{\text{homólogo}}$$

9ª Columna:

El par del punto homólogo:

$$\begin{aligned} \frac{Pot_{\text{homóloga}}}{Pot} &= \left(\frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^3 = \frac{Par_{\text{homólogo}}}{Par} \cdot \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \\ \Rightarrow \frac{Par_{\text{homólogo}}}{Par} &= \left(\frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow Par_{\text{homólogo}} \end{aligned}$$

Ya se tienen los valores “experimentales corregidos” $n_{\text{homólogo}}$, $Q_{\text{homólogo}}$, $Par_{\text{homólogo}}$, todos ellos correspondientes a la altura neta $H_{\text{homóloga}}=17\text{m}$.

A partir de ahora todos los cálculos se harán sobre estos valores, columnas 7, 8 y 9.

10ª Columna:

Potencia útil de la turbina ó potencia en el eje, de la ecuación (5).

11ª Columna:

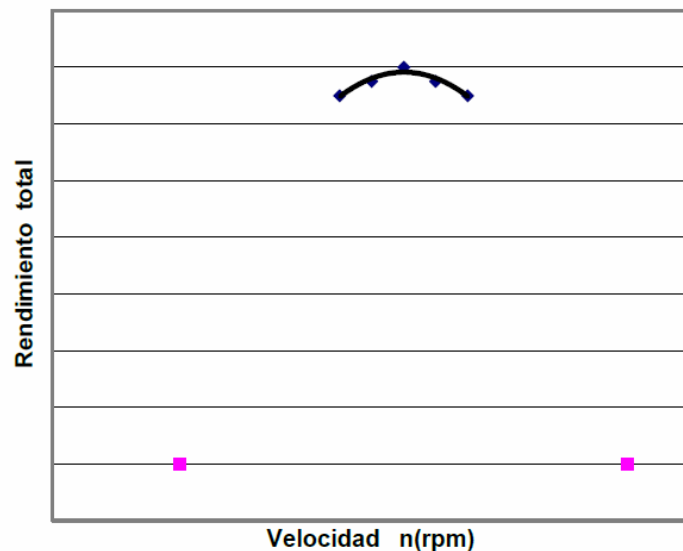
Potencia neta, de la ecuación (4) calculada con el caudal medio de la columna “8”, y la altura neta: H=17m.

12ª Columna:

Rendimiento total de la turbina, de la ecuación (6).

13ª Columna:

Velocidad óptima de la turbina, la que corresponde al rendimiento total máximo de la turbina. Las revoluciones al minuto a que debe girar la turbina para que sea máximo su rendimiento se obtendrá a posteriori. Lo normal es que no coincida con ninguno de los puntos experimentales corregidos. Saldrá interpolando en la gráfica:



Los puntos a tener en cuenta para la interpolación no han de ser todos, únicamente nos interesan los cercanos al máximo rendimiento y si hay algún valor díscolo que se sale de la pauta de los demás lo hemos de achacar a un error de medida y lo lógico es no contar con él.

14ª Columna:

“Coeficiente de velocidad de arrastre” K_{U1} , calculado en la situación de máximo rendimiento, con la velocidad de rotación deducida en la columna anterior.

$$K_{U1} = \left(\frac{U_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \right)_{\eta(\text{máximo})} = \frac{\omega_{\eta(\text{máximo})} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}$$

El radio del rodete es: $R=120\text{mm}$ y $H=17\text{m}$.

15ª Columna:

“Coeficiente de velocidad de embalamiento” $K_{U\text{embalamiento}}$

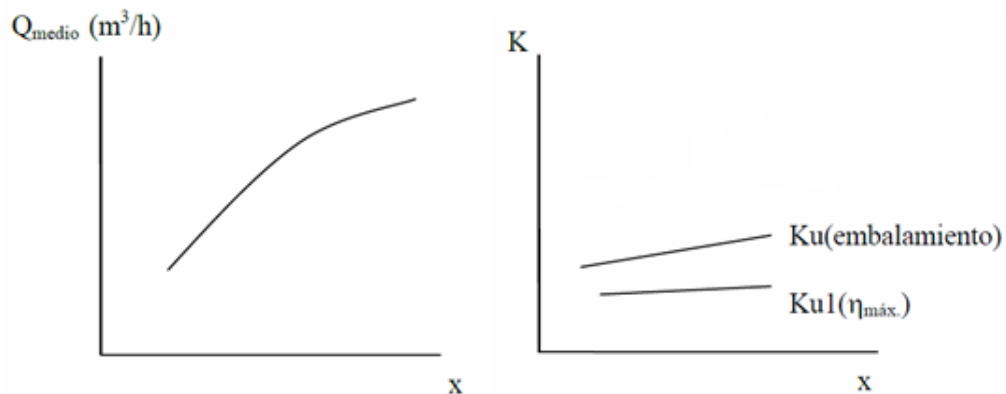
$$K_{U\text{embalamiento}} = \frac{\omega_{\text{embalamiento}} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}$$

El punto de embalamiento es uno de los medidos y corregido para $H=17\text{m}$.

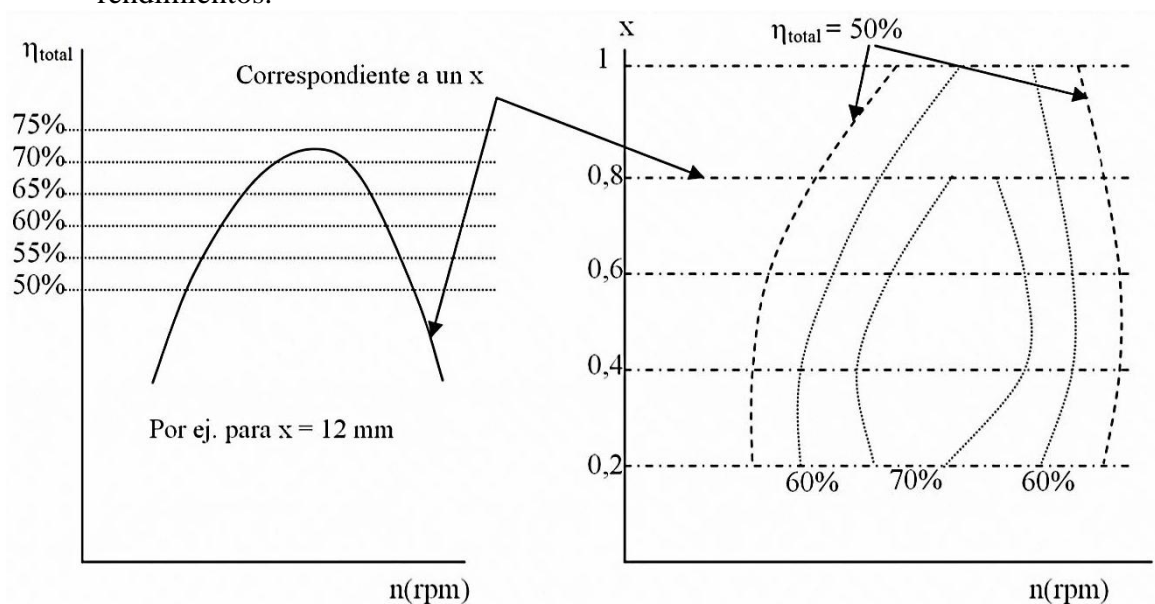
GRÁFICAS QUE HAY QUE REALIZAR

Se realizarán las siguientes gráficas:

3. En función de “x”:



4. Gráficas $\eta_{\text{total}}-n$, para cada x . Con estas gráficas se realizará la colina de rendimientos.





Los datos para construir la colina de rendimientos, el gráfico de la derecha, se tomarán del gráfico anterior, de las intersecciones de las rectas: $\eta_{\text{total}}=0,6$ con la curva ajustada $\eta_{\text{total}}-n(\text{rpm})$. Lo mismo con $\eta_{\text{total}}=0,5-0,4...$ y luego uniendo, aproximadamente, los puntos de igual rendimiento.

De la colina de rendimientos para el rendimiento total, de intentará apreciar dónde está el rendimiento máximo, para qué “caudal” (x ó Q) y para qué (n). Sería como las coordenadas de la cima de la montaña. Ese punto de máximo rendimiento se tomará como el **punto de diseño** de la turbina.

Con las características del punto de diseño se calcula la “**velocidad específica**” en función de la potencia (n_s ; n° de Kammerer), y la velocidad específica adimensional (ω_s).

$n_s = \frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{P_{\text{eje}} (\text{CV ó KW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}} \Bigg _{\text{punto de diseño, } \eta_{\text{máx}}}$	(hay que especificar si la potencia se ha expresado en CV ó en KW)
--	--

$\omega_s = \frac{\omega \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{eje}}}{\rho}}}{(g \cdot H_{\text{neta}})^{\frac{5}{4}}} \Bigg _{\text{punto de diseño, } \eta_{\text{máx}}}$	
---	--

TRABAJO A REALIZAR

- Completar las tablas de valores medidos y calculados.
- Realizar las gráficas correspondientes.
- Cálculo del punto de diseño, del número específico de revoluciones y de la velocidad específica adimensional.
- Discusión de los resultados obtenidos.

Punto de diseño:

n : _____ rpm
 x : _____ mm
 H_{neta} : 17m
 $\eta_{\text{máx}}$: _____ %
 P_{eje} : _____ W = _____ CV



Se adjuntan las tablas con los resultados medidos en el laboratorio:

x (mm)	n (rpm)	P manómetro ≈1,52bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
7,6	399	1,52	10	4,09
	450	1,52	10	4,04
	500	1,52	10	3,98
	600	1,52	10	3,32
	699	1,52	10	2,76
	753	1,52	10	2,35
	799	1,52	10	2,11
	902	1,52	10	1,46
	999	1,52	10	0,97
	1100	1,52	10	0,46
	Embalamien to: 1190	1,52	10	0

x (mm)	n (rpm)	P manómetro ≈1,43bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
12	399	1,43	13,8	6,6
	498	1,42	13,8	6,31
	600	1,43	13,8	5,52
	700	1,43	13,8	4,77
	750	1,43	13,8	4,17
	800	1,43	13,8	3,87
	897	1,43	13,7	2,94
	1002	1,43	13,7	2,1
	1099	1,41	13,6	1,31
	1200	1,4	13,5	0,51
	Embalami ento: 1262	1,38	13,5	0

x (mm)	n (rpm)	P manómetro ≈1,29bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
17,5	399	1,29	18,1	9,5
	502	1,29	18,1	8,68
	599	1,29	18,1	7,95
	701	1,29	18,1	6,81
	800	1,29	18,1	5,64
	899	1,29	18,1	4,51
	1000	1,28	18	3,24
	1102	1,24	17,7	1,96
	1202	1,22	17,5	0,77
	Embalamien to: 1296	1,24	17,7	0

x (mm)	n (rpm)	P manómetro ≈1,2bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
19,85	401	1,2	20	10,6
	501	1,2	20	9,66
	601	1,2	20	8,8
	702	1,2	20	7,6
	801	1,2	20	6,25
	900	1,2	19,9	4,86
	1001	1,18	19,7	3,45
	1101	1,17	19,6	2,07
	1199	1,16	19,4	0,88
	Embalami ento: 1289	1,18	19,6	0



x (mm)	n (rpm)	P manómetro ≈1,11bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
22,6	408	1,11	22,3	11,98
	498	1,11	22,4	11,11
	602	1,11	22,4	9,98
	699	1,11	22,4	8,72
	798	1,11	22,4	7,16
	899	1,1	22,2	5,58
	1000	1,09	22,1	3,85
	1099	1,09	22	2,45
	1200	1,09	21,9	1,05
	Embalamien to: 1300	1,1	21,9	0

x (mm)	n (rpm)	P manómetro ≈1,01bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
25,1	398	1,01	24	12,74
	500	1,01	24	11,64
	599	1,01	24	10,4
	700	1,01	24	9,05
	800	1,01	24	7,41
	899	1,01	23,9	5,7
	999	1	23,6	3,85
	1100	1	23,5	2,28
	1201	1,01	23,4	1,03
	Embalami ento: 1289	1,01	23,2	0

x (mm)	n (rpm)	P manómetro ≈1,91bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
26,6	401	0,91	26,3	14,05
	499	0,91	26,3	12,85
	603	0,91	26,3	11,46
	700	0,91	26,2	9,92
	801	0,91	26,2	8,12
	898	0,92	26,1	6,34
	1000	0,92	25,8	4,44
	1100	0,93	25,7	2,76
	1199	0,94	25,5	1,38
	Embalamien to: 1305	0,95	25,2	0

x (mm)	n (rpm)	P manómetro ≈1,66bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
32,7	398	0,66	30,3	15,63
	500	0,66	30,4	14,25
	602	0,66	30,3	12,69
	701	0,67	30,2	10,84
	801	0,68	30,1	8,84
	898	0,7	29,9	6,81
	1000	0,72	29,6	4,83
	1100	0,75	29,2	2,95
	1200	0,77	29	1,18
	Embalami ento: 1308	0,79	28,2	0

A continuación, para cada “x”, se rellenarán las siguientes tablas:



Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 17 m									
x	Presión manómetro Kg/cm ² ó bar	rpm	Q m ³ /h	Par de freno N/m	H m	n rpm	Q m ³ /h	Par de freno N·m	Pot. eje W	Pot. neta W	η _{total} %	n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{u1} (η _{total} máximo)	K _u (embalamiento)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
7,6	399	1,52	10	4,09	16,97	399,40	10,01	4,10	171,41	463,71	0,37	536	0,37	0,82
	450	1,52	10	4,04	16,97	450,45	10,01	4,05	190,95		0,41			
	500	1,52	10	3,98	16,97	500,50	10,01	3,99	209,02		0,45			
	600	1,52	10	3,32	16,97	600,60	10,01	3,33	209,23		0,45			
	699	1,52	10	2,76	16,97	699,70	10,01	2,76	202,64		0,44			
	753	1,52	10	2,35	16,97	753,75	10,01	2,35	185,86		0,40			
	799	1,52	10	2,11	16,97	799,80	10,01	2,11	177,08		0,38			
	902	1,52	10	1,46	16,97	902,90	10,01	1,46	138,32		0,30			
	999	1,52	10	0,97	16,97	1000	10,01	0,97	101,78		0,22			
	1100	1,52	10	0,46	16,97	1101,10	10,01	0,46	53,15		0,11			
	Embalamiento 1190	1,52	10	0	16,97	1191,19	10,01	0	0		0			
							Q _{medio}							
							10,01							



Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 17 m									
x	Presión manómetro Kg/cm ² ó bar	rpm	Q m ³ /h	Par de freno N/m	H m	n rpm	Q m ³ /h	Par de freno N·m	Pot. eje W	Pot. neta W	η _{total} %	n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{u1} (η _{total} máximo)	K _u (embalamiento)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
12	399	1,43	13,8	6,6	17,03	398,58	13,79	6,59	274,91	636,97	0,43	672	0,46	0,88
	498	1,42	13,8	6,31	16,93	447,88	13,83	6,45	302,29		0,47			
	600	1,43	13,8	5,52	17,04	497,48	13,78	6,30	328,04		0,51			
	700	1,43	13,8	4,77	17,04	599,37	13,79	5,51	345,75		0,54			
	750	1,43	13,8	4,17	17,04	699,27	13,79	4,76	348,56		0,55			
	800	1,43	13,8	3,87	17,04	751,21	13,79	4,16	327,36		0,51			
	897	1,43	13,7	2,94	17,04	799,16	13,79	3,86	323,20		0,51			
	1002	1,43	13,7	2,1	17,01	896,85	13,70	2,94	276,03		0,43			
	1099	1,41	13,6	1,31	17,01	1001,83	13,70	2,10	220,24		0,35			
	1200	1,4	13,5	0,51	16,77	1106,45	13,69	1,33	153,85		0,24			
	Embalamiento: 1262	1,38	13,5	0	16,64	1212,90	13,64	0,52	66,18		0,10			
						Q _{medio}								
						13,75								



Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 17 m									
x	Presión manómetro Kg/cm ² ó bar	rpm	Q m ³ /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m ³ /h	Par de freno N·m	Pot. eje W	Pot. neta W	η _{total} %	n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{u1} (η _{total} máximo)	K _u (embalamiento)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
17,5	399	1,29	18,1	9,5	17,11	397,77	18,04	9,44	393,27	834,92	0,47	651	0,45	0,91
	502	1,29	18,1	8,68	17,11	500,45	18,04	8,63	452,09		0,54			
	599	1,29	18,1	7,95	17,11	597,15	18,04	7,90	494,08		0,59			
	701	1,29	18,1	6,81	17,11	698,83	18,04	6,77	495,30		0,59			
	800	1,29	18,1	5,64	17,11	797,53	18,04	5,61	468,13		0,56			
	899	1,29	18,1	4,51	17,11	896,22	18,04	4,48	420,66		0,50			
	1000	1,28	18	3,24	16,96	1001,06	18,02	3,25	340,37		0,41			
	1102	1,24	17,7	1,96	16,44	1120,64	18,00	2,03	237,86		0,28			
	1202	1,22	17,5	0,77	16,16	1232,91	17,95	0,81	104,59		0,13			
	Embalamiento: 1296	1,24	17,7	0	16,44	1317,92	18,00	0	0		0			
						Q _{medio}								
						18,02								



Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 17 m									
x	Presión manómetro Kg/cm² ó bar	rpm	Q m³/h	Par de freno N/m	H m	n rpm	Q m³/h	Par de freno N·m	Pot. eje W	Pot. neta W	η _{total} %	n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{u1} (η _{total} máximo)	K _{u(embalamiento)}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
19,85	401	1,2	20	10,6	16,98	401,26	20,01	10,61	445,99	923,72	0,48	678	0,47	0,90
	501	1,2	20	9,66	16,98	501,32	20,01	9,67	507,79		0,55			
	601	1,2	20	8,8	16,98	601,39	20,01	8,81	554,92		0,60			
	702	1,2	20	7,6	16,98	702,45	20,01	7,61	559,79		0,61			
	801	1,2	20	6,25	16,98	801,52	20,01	6,26	525,27		0,57			
	900	1,2	19,9	4,86	16,93	901,74	19,94	4,88	460,71		0,50			
	1001	1,18	19,7	3,45	16,64	1011,65	19,91	3,52	373,31		0,40			
	1101	1,17	19,6	2,07	16,50	1117,59	19,90	2,13	249,62		0,27			
	1199	1,16	19,4	0,88	16,31	1224,03	19,80	0,92	117,56		0,13			
	Embalamiento: 1289	1,18	19,6	0	16,60	1304,40	19,83	0	0		0			
						Q _{medio}								
						19,95								



Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 17 m									
x	Presión manómetro Kg/cm² ó bar	rpm	Q m³/h	Par de freno N/m	H m	n rpm	Q m³/h	Par de freno N·m	Pot. eje W	Pot. neta W	η _{total} %	n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{u1} (η _{total} máximo)	K _u (embalamiento)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
22,6	408	1,11	22,3	11,98	17,12	406,54	22,22	11,89	506,38	1028,60	0,49	671	0,46	0,90
	498	1,11	22,4	11,11	17,17	495,51	22,29	11,00	570,75		0,55			
	602	1,11	22,4	9,98	17,17	598,99	22,29	9,88	619,77		0,60			
	699	1,11	22,4	8,72	17,17	695,51	22,29	8,63	628,77		0,61			
	798	1,11	22,4	7,16	17,17	794,01	22,29	7,09	589,41		0,57			
	899	1,1	22,2	5,58	16,97	899,75	22,22	5,59	526,63		0,51			
	1000	1,09	22,1	3,85	16,82	1005,29	22,22	3,89	409,61		0,40			
	1099	1,09	22	2,45	16,77	1106,40	22,15	2,48	287,70		0,28			
	1200	1,09	21,9	1,05	16,73	1209,81	22,08	1,07	135,21		0,13			
	Embalamiento: 1300	1,1	21,9	0	16,83	1306,65	22,01	0	0		0			
							Q _{medio}							
							22,21							



Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 17 m									
x	Presión manómetro Kg/cm² ó bar	rpm	Q m³/h	Par de freno N/m	H m	n rpm	Q m³/h	Par de freno N·m	Pot. eje W	Pot. neta W	η _{total} %	n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{u1} (η _{total} máximo)	K _u (embalamiento)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
25,1	398	1,01	24	12,74	16,96	398,45	24,03	12,77	532,77	1106,70	0,48	683	0,47	0,90
	500	1,01	24	11,64	16,96	500,56	24,03	11,67	611,52		0,55			
	599	1,01	24	10,4	16,96	599,67	24,03	10,42	654,56		0,59			
	700	1,01	24	9,05	16,96	700,79	24,03	9,07	665,64		0,60			
	800	1,01	24	7,41	16,96	800,90	24,03	7,43	622,87		0,56			
	899	1,01	23,9	5,7	16,91	901,40	23,96	5,73	540,92		0,49			
	999	1	23,6	3,85	16,65	1009,38	23,85	3,93	415,46		0,38			
	1100	1	23,5	2,28	16,60	1113,16	23,78	2,33	272,17		0,25			
	1201	1,01	23,4	1,03	16,65	1213,51	23,64	1,05	133,63		0,12			
	Embalamiento: 1289	1,01	23,2	0	16,55	1306,42	23,51	0	0		0			
							Q _{medio}							
							23,89							

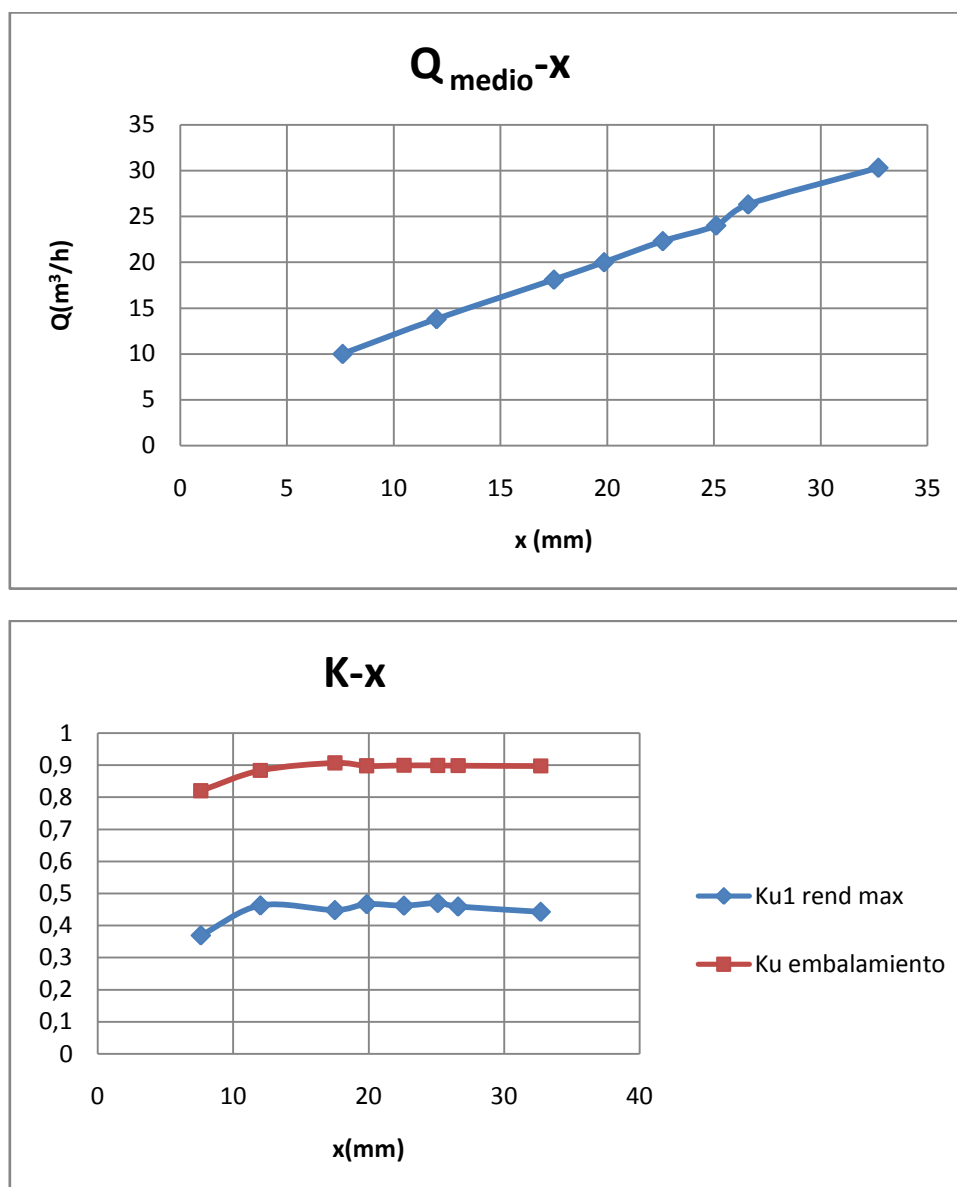


Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 17 m										
x	Presión manómetro Kg/cm² ó bar	rpm	Q m³/h	Par de freno N/m	H m	n rpm	Q m³/h	Par de freno N·m	Pot. eje W	Pot. neta W	η _{total} %	n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{u1} (η _{total} máximo)	K _u (embalamiento)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
26,6	401	0,91	26,3	14,05	17,21	398,60	26,14	13,88	579,47	1197,96	0,48	667	0,46	0,90	
	499	0,91	26,3	12,85	17,21	496,01	26,14	12,70	659,50		0,55				
	603	0,91	26,3	11,46	17,21	599,39	26,14	11,32	710,74		0,59				
	700	0,91	26,2	9,92	17,15	696,97	26,09	9,83	717,79		0,60				
	801	0,91	26,2	8,12	17,15	797,54	26,09	8,05	672,32		0,56				
	898	0,92	26,1	6,34	17,19	892,95	25,95	6,27	586,20		0,49				
	1000	0,92	25,8	4,44	17,02	999,33	25,78	4,43	464,02		0,39				
	1100	0,93	25,7	2,76	17,07	1097,79	25,65	2,75	316,02		0,26				
	1199	0,94	25,5	1,38	17,06	1196,93	25,46	1,38	172,38		0,14				
	Embalamiento: 1305	0,95	25,2	0	16,99	1305,21	25,20	0	0		0				
							Q _{medio}								
							25,87								

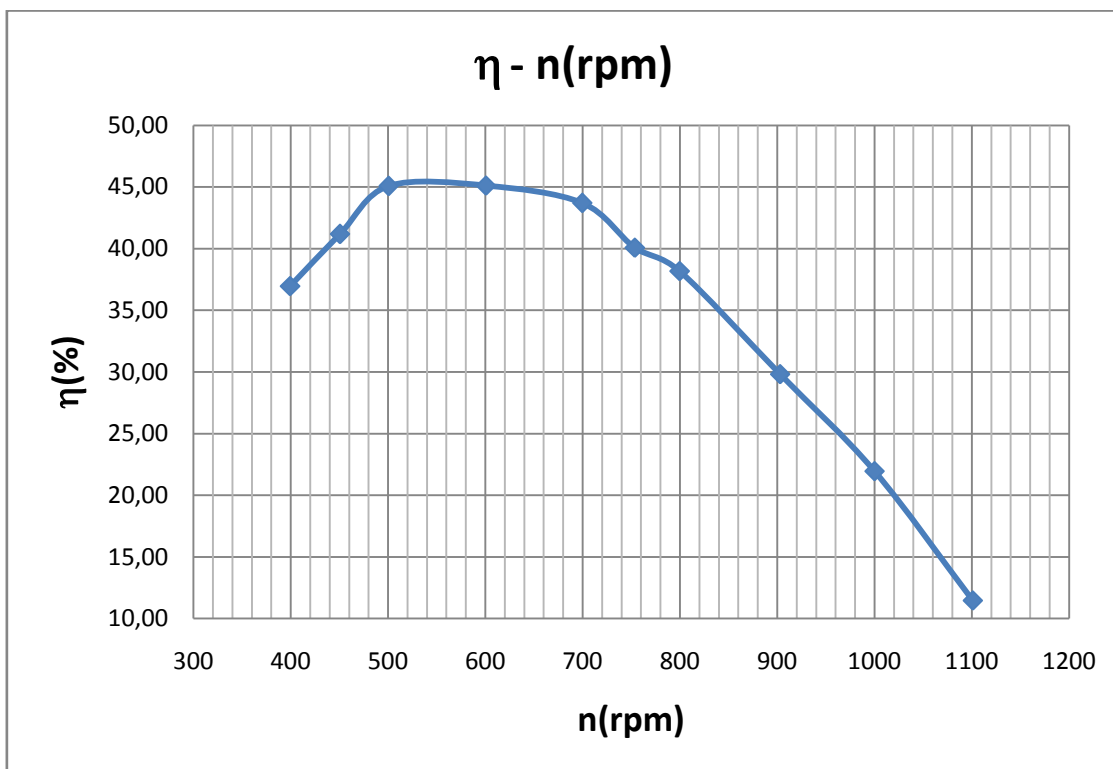
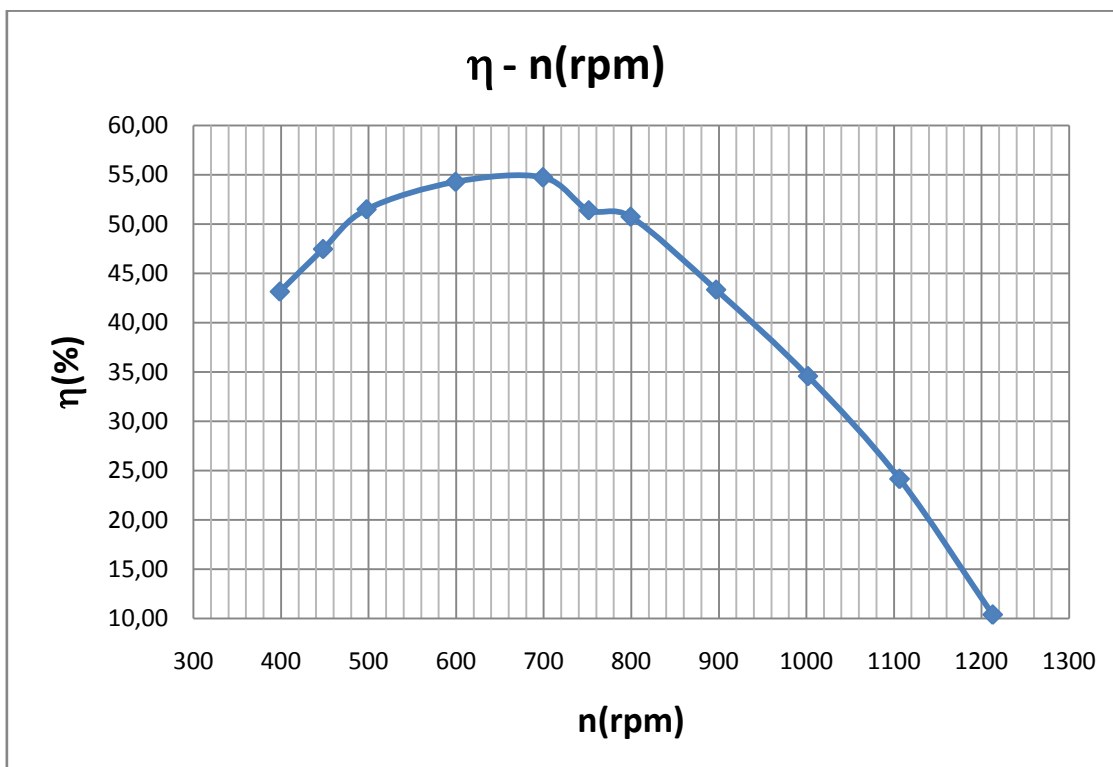


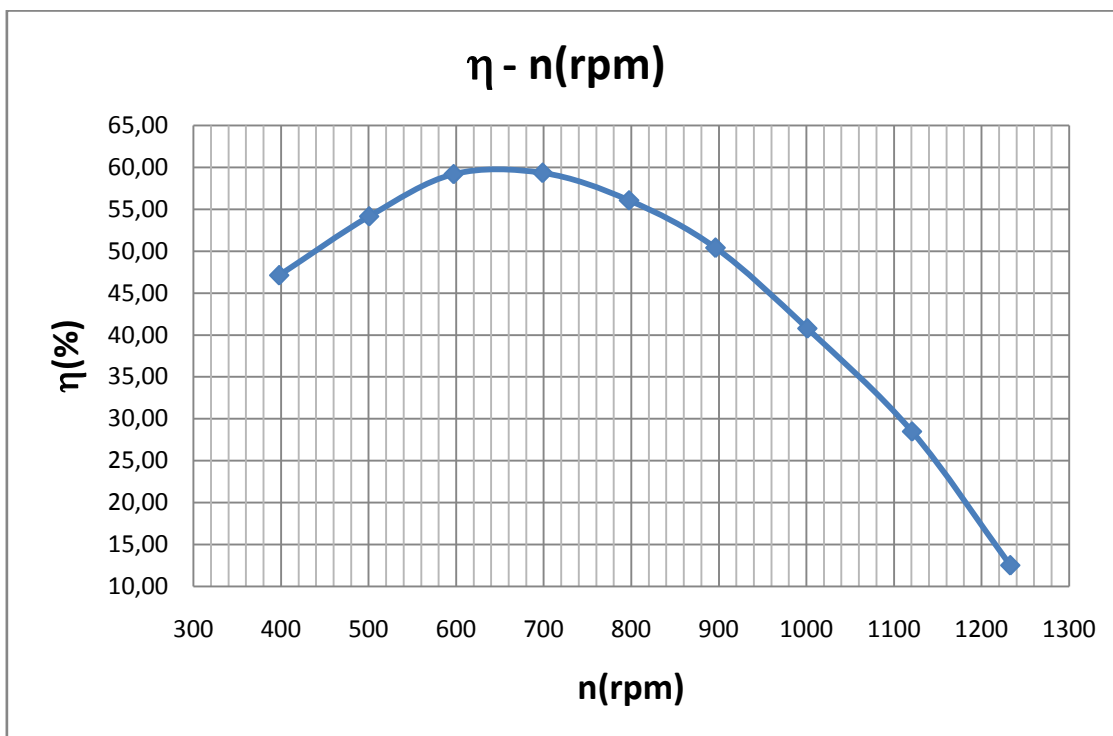
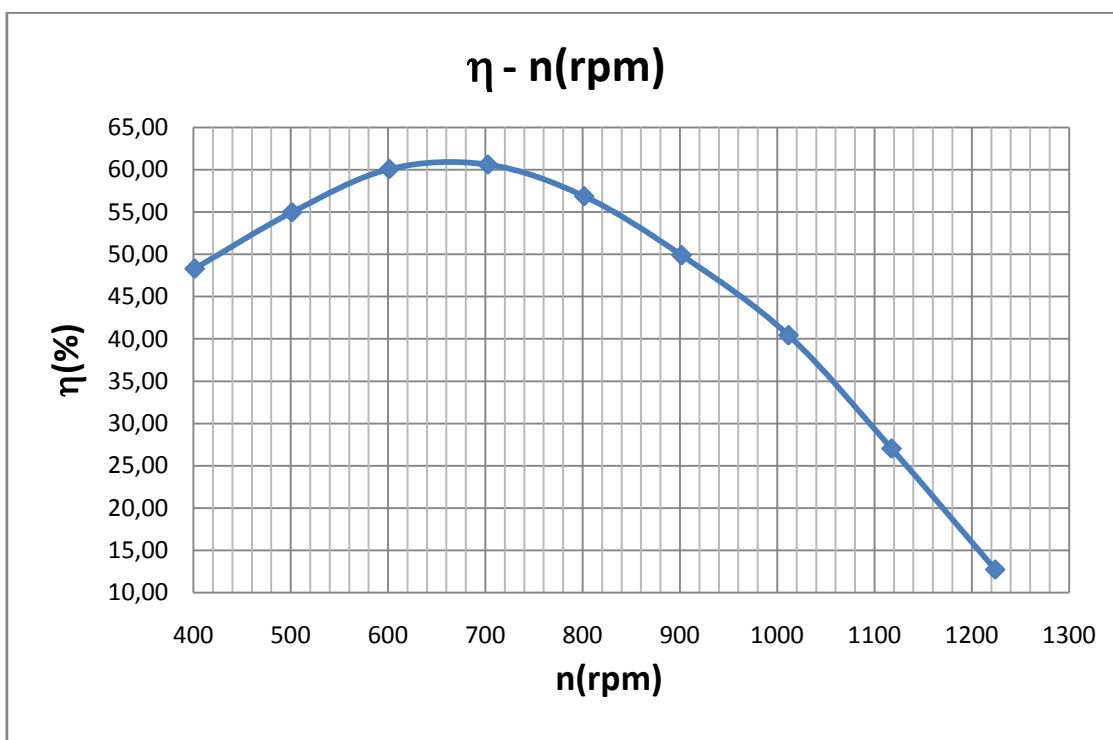
Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 17 m										
x	Presión manómetro Kg/cm ² ó bar	rpm	Q m ³ /h	Par de freno N/m	H m	n rpm	Q m ³ /h	Par de freno N·m	Pot. eje W	Pot. neta W	η _{total} %	n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{u1} (η _{total} máximo)	K _u (embalamiento)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
32,7	398	0,66	30,3	15,63	17,13	396,52	30,19	15,51	644,17	1367,98	0,47	643	0,44	0,90	
	500	0,66	30,4	14,25	17,19	497,17	30,23	14,09	733,55		0,54				
	602	0,66	30,3	12,69	17,13	599,75	30,19	12,60	791,08		0,58				
	701	0,67	30,2	10,84	17,16	697,65	30,06	10,74	784,41		0,57				
	801	0,68	30,1	8,84	17,20	796,34	29,92	8,74	728,63		0,53				
	898	0,7	29,9	6,81	17,27	890,89	29,66	6,70	625,30		0,46				
	1000	0,72	29,6	4,83	17,28	991,82	29,36	4,75	493,48		0,36				
	1100	0,75	29,2	2,95	17,33	1089,45	28,92	2,89	330,13		0,24				
	1200	0,77	29	1,18	17,41	1185,86	28,66	1,15	143,10		0,10				
	Embalamiento: 1308	0,79	28,2	0	17,11	1303,71	28,11	0	0		0				
							Q _{medio} 29,53								

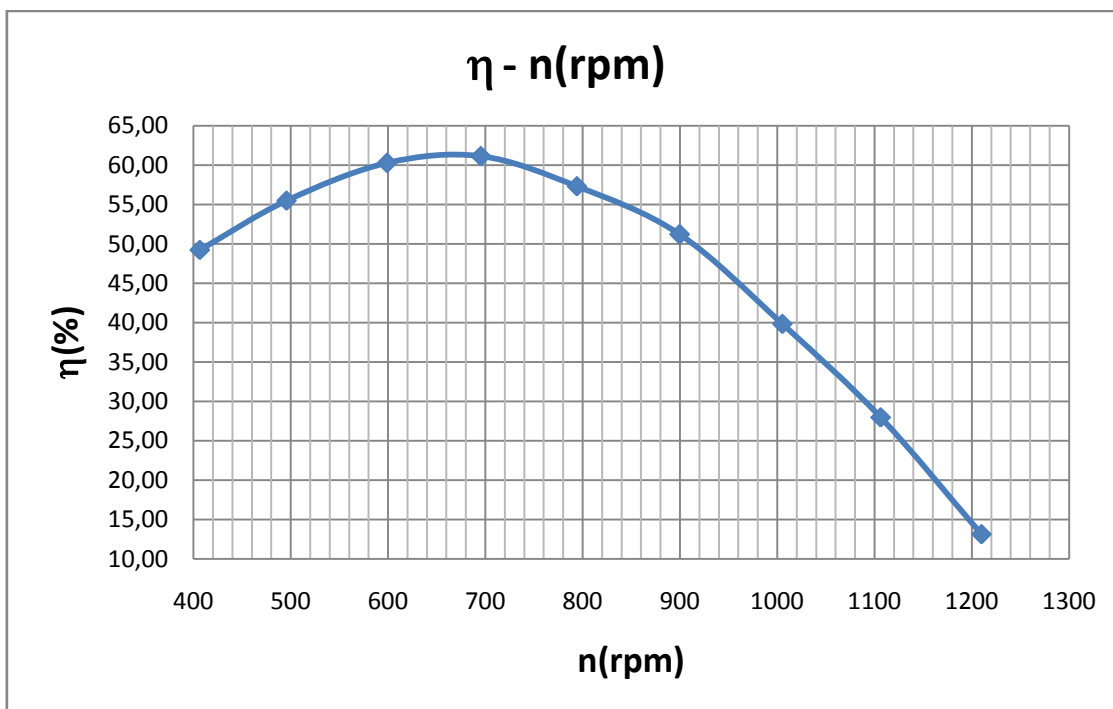
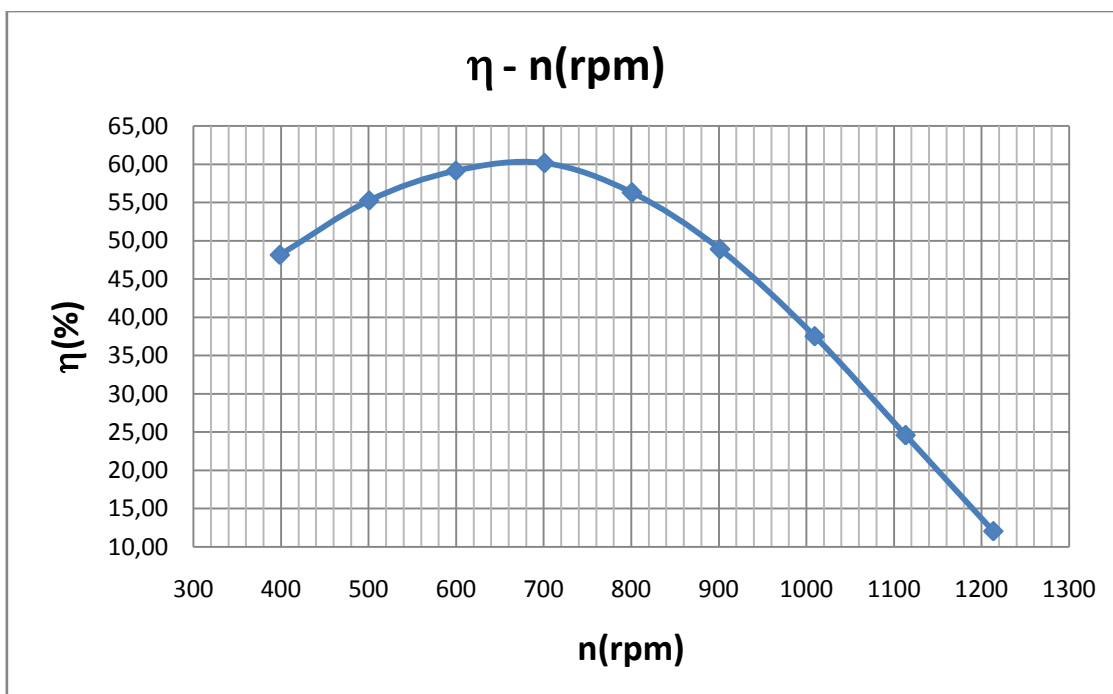
Las gráficas obtenidas son las siguientes:

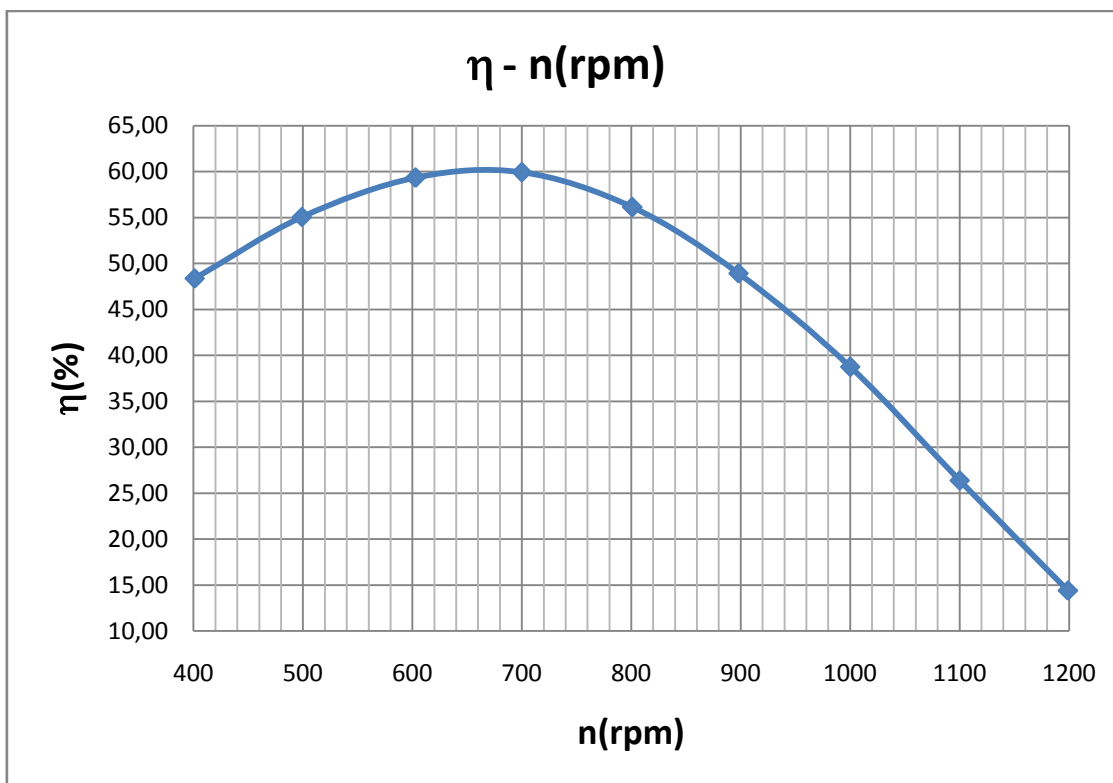
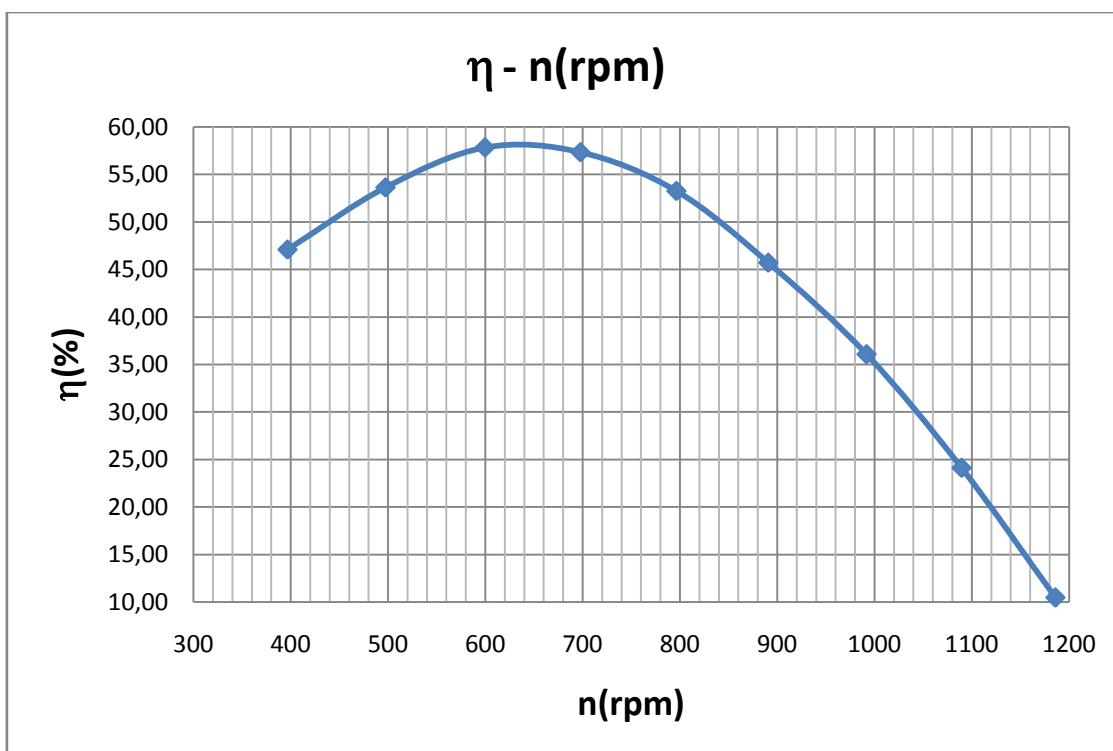


Para cada posición del micrómetro (x) obtenemos las siguientes gráficas:

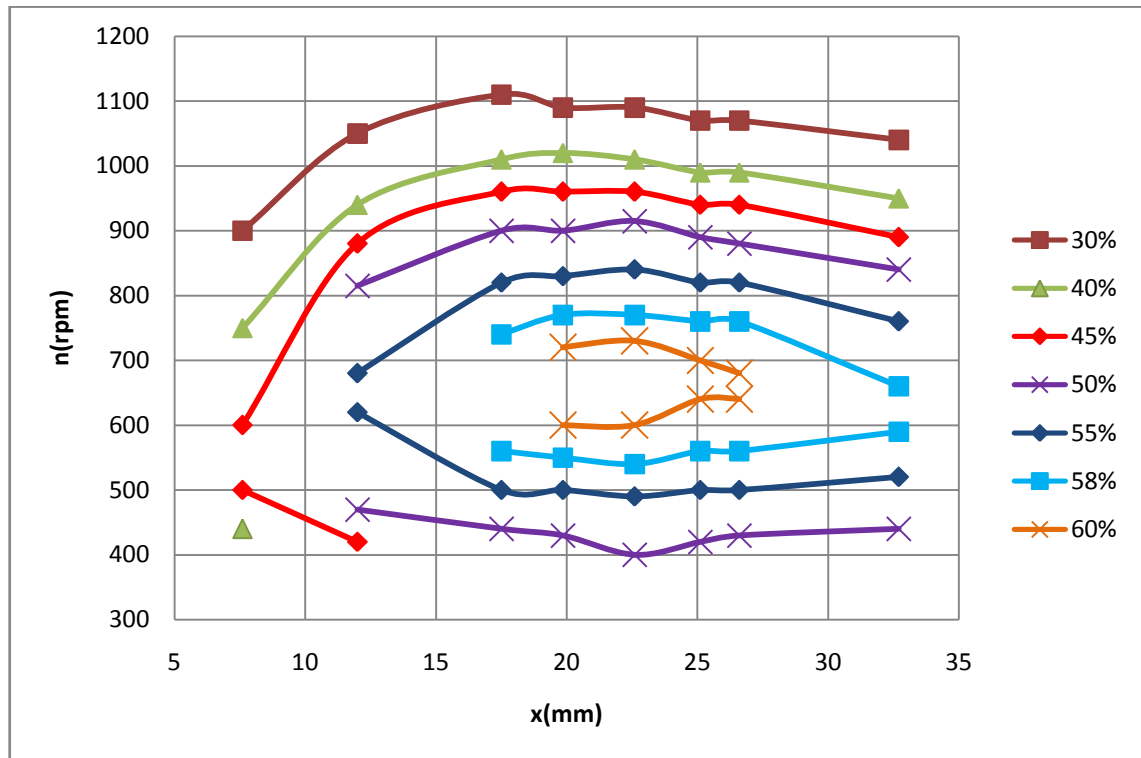
$x=7,6$  $x=12$ 

$x=17,5$  $x=19,85$ 

$x=22,6$  $x=25,1$ 

$x=26,6$  $x=32,7$ 

COLINA DE RENDIMIENTOS



De la colina de rendimientos, se intentará apreciar dónde está el rendimiento máximo, para qué “caudal” (x ó Q) y para qué (n). Es decir, sería como las coordenadas de la cima de la montaña. Ese punto de máximo rendimiento se tomará como el **punto de diseño** de la turbina.

Para el caso del rendimiento total, se observa en la colina de rendimientos que el punto de diseño de la turbina corresponde para $x=22,6$ mm y $n=670$ rpm.

Cálculo de n_s y ω_s :

En el punto de diseño:

n : 670 rpm
 x : 22,6 mm
 H_{neta} : 17 m
 P_{eje} : 630,40W=0,858CV

$$n_s = \frac{n(rpm) \cdot \sqrt{P_{eje} (CV)}}{H_{neta}^{\frac{5}{4}}} = \frac{670 \cdot \sqrt{0,858}}{17^{\frac{5}{4}}} = 17,98$$



$$\omega_s = \frac{\omega \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{eje}}}{\rho}}}{(g \cdot H_{\text{neta}})^{\frac{5}{4}}} = \frac{670 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{0,858}{1000}}}{(9,81 \cdot 17)^{\frac{5}{4}}} = 3,43 \cdot 10^{-3}$$

CONCLUSIONES

A la vista de los resultados obtenidos, se ha llegado a la conclusión de que el punto de diseño, para un salto de agua de 17 metros, es el correspondiente a una velocidad de rotación de la turbina de 670 rpm y una abertura del inyector de 22,6 mm ($Q=22,4 \text{ m}^3/\text{s}$ y $P=1,11 \text{ bar}$), como se observa en la colina de rendimientos. En estas condiciones se consigue una potencia en el eje de 630,40W (0,858CV) y una velocidad específica de 17,98.

Por otra parte el rendimiento máximo, que se da en el punto de diseño, es del 61,3%. Este valor es inferior al que se suele obtener en este tipo de turbinas ($\approx 85\%$), debido a las reducidas dimensiones del equipo, lo que hace que aumenten las pérdidas y a las pérdidas que se producen en el inyector.

En la colina de rendimientos se aprecia como al ir abriendo el inyector, el rendimiento máximo para cada una de sus posiciones, se encuentra desde 600 rpm hasta 700 rpm, aproximadamente. Además, tanto en esta gráfica como en las gráficas $\eta_{\text{total-n}}$, se ve que para cada posición del inyector (x) el rendimiento crece conforme se aumentan las revoluciones de la turbina, llega a un máximo, y luego decrece, llegando hasta cero cuando la turbina está embalada. El punto de embalamiento se produce a unas revoluciones cada vez mayores al ir abriendo el inyector.

Este tipo de turbinas pueden operar en amplios rangos de caudal y altura sin variar su eficiencia, como se observa en las gráficas de rendimiento. Aquí se ve que para caudales comprendidos entre 18 y 30 m^3/s apenas varían los rendimientos de la turbina, para caudales menores de 18 m^3/s los rendimientos empiezan a ser más bajos, esto se puede deber a que al estar el regulador de caudal tan cerrado la fuerza del agua hace que pase más agua por los laterales del regulador influyendo esto notablemente en el rendimiento de la turbina.

Esta versatilidad hace que esta turbina sea ideal para medios rurales, donde se producen diferencias de caudal en función de la época del año.

Debido a su simplicidad de construcción y funcionamiento, para bajas caídas, es la turbina que presenta los menores costos iniciales así como de operación y mantenimiento. Para caídas mayores es recomendable otro tipo de turbinas como la Pelton por ejemplo.

Para esta turbina se debería haber realizado el estudio del coeficiente de contracción, pero ante la dificultad para calcular el rendimiento del inyector se decidió no hacerlo. En cualquier caso se realizó un estudio de las posiciones del inyector y su S_x correspondiente:

En **Figura 5** aparecen las dimensiones geométricas del regulador de caudal:

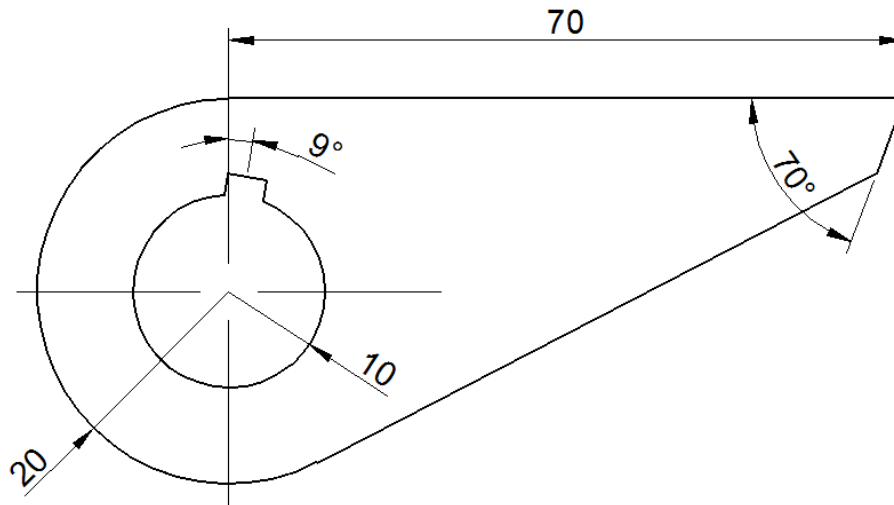


Figura 5: Dimensiones geométricas

En **Figura 6** se muestra el cálculo de a:

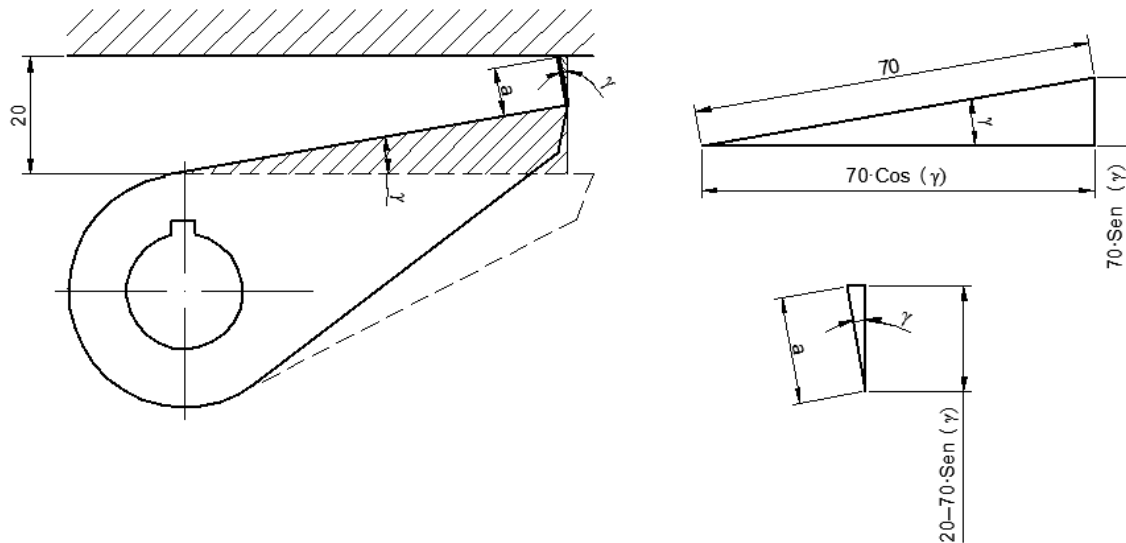


Figura 6: Cálculo S_x

$$\cos(\gamma) = \frac{20 - 70 \cdot \sin(\gamma)}{a} ; a = \frac{20}{\cos(\gamma)} - 70 \cdot \tan(\gamma) \quad (1)$$

Así, el cálculo de S_x es:

$$S_x = a \cdot b = \left(\frac{20}{\cos(\gamma)} - 70 \cdot \tan(\gamma) \right) \cdot b \quad (2)$$



Siendo $b=30\text{mm}$

Con esto se puede calcular de manera aproximada S_x en función de la posición del micrómetro y el ángulo del regulador de caudal, como se muestra en la siguiente tabla:

Posición micrómetro (mm)	Ángulo regulador γ (Grados)	S_x (mm^2)
0	0	600
1	0,433	584,146
2	0,866	568,324
3	1,299	552,534
4	1,732	536,772
5	2,165	521,037
6	2,598	505,327
7	3,031	489,641
8	3,464	473,977
9	3,897	458,333
10	4,330	442,707
11	4,763	427,097
12	5,196	411,503
13	5,629	395,921
14	6,062	380,351
15	6,495	364,790
16	6,928	349,236
17	7,361	333,689
18	7,794	318,146
19	8,227	302,605
20	8,660	287,065
21	9,093	271,524
22	9,526	255,980
23	9,959	240,431
24	10,392	224,876
25	10,825	209,312
26	11,258	193,738
27	11,691	178,153
28	12,124	162,554
29	12,557	146,939
30	12,990	131,306
31	13,423	115,654
32	13,856	99,982
33	14,289	84,285
34	14,722	68,564
35	15,155	52,815
36	15,588	37,038
37	16,021	21,229
38	16,454	5,388





6 . CONCLUSIONES Y COMENTARIOS

El presente proyecto ha supuesto una gran dedicación a lo largo de los 9 meses que ha tardado en completarse. El esfuerzo realizado se ha visto recompensado con la adquisición de nuevos conocimientos y la profundización de los ya estudiados y aprendidos durante la carrera.

Se han desarrollado nuevos guiones de prácticas para su uso en las diversas asignaturas que el Área de Mecánica de Fluidos imparte a los dos grados implantados en la UPNA (Mecánica y Tecnologías Industriales).

El objetivo de este proyecto fin de carrera ha sido dotar al Área de Mecánica de Fluidos de un mayor número de prácticas disponibles para que el alumno adquiriera una formación académica más completa. Con los conocimientos adquiridos en las clases de teoría y con la realización de las prácticas, el alumno debería ser capaz de desarrollar las mismas sin más que una pequeña explicación, por parte del profesor, del manejo de los distintos componentes del laboratorio y normas de seguridad.

Durante la realización de este proyecto se han tenido que superar una serie de obstáculos y contratiempos debidos en su mayoría al prolongado tiempo de inactividad de ciertos equipos.

Por ejemplo, durante las prácticas del ariete hidráulico, según se explicaba en el proyecto de la construcción de dicho ariete, el equipo debería de ponerse en funcionamiento al lograr la altura del depósito de alimentación necesaria sin embargo al producirse el primer golpe de ariete, después de eliminar el aire del circuito, la válvula permanecía cerrada, por lo que había que forzar la puesta en marcha presionando el final de carrera hasta que funcionara correctamente por sí solo. Por otra parte en esta misma práctica, uno de los dos sensores de presión estaba averiado y no enviaba señal alguna al osciloscopio, por lo que tuvimos que sustituirlo por otro sensor de características similares que había en el laboratorio.

En la realización de una de las prácticas del ariete hidráulico se precisaba el uso del osciloscopio, aparato del que desconocíamos su funcionamiento. Para la correcta visualización de las señales teníamos problemas, ya que aparecían en pantalla pero no se distinguían muy bien, por lo que fue necesaria la ayuda de un profesor de electrónica que nos ayudo con el problema.

En cuanto a las turbinas, en un principio no estaban en funcionamiento y no pudimos comenzar su estudio hasta que no se repararon. Al comenzar las mediciones de la Turgo el motor eléctrico que lleva incorporado se calentaba muy rápidamente y no se podían realizar mediciones, fue necesario configurar de nuevo el motor, ya que no estaba configurado para las condiciones que requería la práctica. En el caso de la Banki



en un principio se había pensado realizar el estudio del inyector, pero debido a las pérdidas que se producían por los laterales del regulador de caudal y la imposibilidad de medir la sección del chorro se decidió junto con los tutores no hacerlo.

En cuanto a las prácticas de flujo compresible, es un tema que no se estudia en nuestra carrera, por lo que tuvimos que estudiarlo por nuestra cuenta para la realización de dichas prácticas.

Por otra parte, gracias a la utilización de una estructura ordenada e igualitaria para todos los guiones, estos se encuentran cohesionados y todos los apartados siguen un orden lógico que facilitan la familiarización del alumno con los guiones y el estudio de los mismos.

El rigor teórico, matemático y lingüístico que se ha tenido en cuenta a la hora de realizar cada guión de prácticas, junto a los fundamentos teóricos que se han incluido, hace que estos sean claros y sencillos de comprender y fáciles de realizar tanto en los talleres como en casa. Por su parte, las fotografías y esquemas de los equipos usados hacen que el estudio y realización de las prácticas resulten más cercanos al alumno, más “reales”.

Paralelamente, se han realizado unos guiones idénticos a los de los alumnos, pero para el profesor. Estos contienen todos los resultados pedidos a los alumnos, para lo que se han tomado los datos necesarios para que los resultados sean fiables y concluyentes. En el caso de los alumnos el número de datos pedidos se han ajustado para que el resultado de la práctica sea correcto y la duración de la misma sea adecuada (entre una y dos horas).

Al realizar este proyecto se ha tenido en todo momento presente que formará parte en el aprendizaje de los futuros graduados, por lo que su desarrollo se ha ejecutado de acuerdo a su importancia.



7. BIBLIOGRAFÍA

LIBROS

- [1] Claudio Mataix, *Turbomáquinas hidráulicas*, Ed. ICAI 1975
- [2] Frank M. White, *Mecánica de Fluidos (5ª edición)*, McGraw-Hill, 2004.
- [3] Justo García Ortega, *Problemas resueltos de máquinas hidráulicas y transitorios hidráulicos*, Ed. UPNA, 2009.
- [4] José Agüera Soriano, *Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas (5ª edición actualizada)*, Ed. Ciencia 3, S.L. 2002.
- [5] Moran M.J.; Shapiro H.N., *Fundamentos de Termodinámica Técnica*, Ed. Reverté, 2ª ed, 2004.

PROYECTOS FIN DE CARRERA

- [1] J. Carlos Viscarret, *Flujo compresible en toberas*, Universidad Pública de Navarra, 1998.
- [2] Francisco Javier Rodríguez Carreño, *Cálculo, diseño y construcción de una turbina Banki*, Universidad Pública de Navarra, 1998.
- [3] J. Victoriano Márquez de Prada y Moragues, *Diseño, cálculo y construcción de un Ariete Hidráulico*, Universidad Pública de Navarra, 1998.

RECURSOS DIGITALES

- [1] Julián Martínez de la Calle, *II.4 Flujo compresible*, Universidad de Oviedo, [web en línea]
http://www.unioviedo.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/asignaturas/mecanica_de_fluidos/08_09/II.4.%20FLUJO%20COMPRESIBLE%200809.pdf
- [2] C. Gherardelli, *Capítulo 11 Flujo compresible*, [documento en línea]
<https://www.u-cursos.cl/ingenieria/2007/2/ME33A/1/material_docente/objeto/138199>
- [3] Universidad Pública de Navarra, [web en línea]
<<http://www.unavarra.es/conocerlauniversidad/historia>>
- [4] IE University, [web en línea]
<<http://www.ie.edu/es/universidad/sobre-ieu/ventajas-proceso-bolonia>>



